



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
Automaatiotekniikan koulutusohjelma

JONI BACKAS

**HYDRAULIPUMPUN HYÖTYSUHTEIDEN MALLINTAMINEN
NEUROLASKENNAN AVULLA**

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja
materiaalitekniikan
tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 4. marraskuuta 2009

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

BACKAS, JONI: Hydraulipumpun hyötysuhteiden mallintaminen

neurolaskennan avulla

Diplomityö, 77 sivua

Helmikuu 2010

Pääaine: Koneautomaatio

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala

Avainsanat: Ajovoimansiirto, hydraulipumppu, hyötysuhde, neuroverkko, neurolaskenta

Suomen Akatemian GIM-huippuyksikköön kuuluvassa Älykkäät koneet -projektissa tutkitaan muun muassa liikkuvien työkonoiden energiatehokkuutta. Tavoitteena on tarjota ratkaisuja, joiden avulla pystytään optimoimaan polttoaineen kulutusta ja samanaikaisesti täyttämään dieselmoottoreiden jatkuvasti tiukentuvat päästörajoitukset. Tässä diplomityössä tutkitaan neurolaskennan käyttöä hydraulipumpun hyötysuhteiden mallintamisessa. Liittämällä yhteen yksittäisten komponenttien malleja voidaan määrittää hydrostaattiselle ajovoimansiirrolle ne ohjeavot, joilla energiankulutus on mahdollisimman vähäistä. Neurolaskentaa hyväksikäyttäen pyritään luomaan tarkkoja sekä nopeasti suoritettavia malleja, joiden muodostaminen ei vaadi suurta määrää mittauspisteitä. Koska käytettyjen rakenteiden virittäminen kuitenkin vaatii niin sanottua opetusdataa, yritetään löytää toimintapisteet, jotka kuvaavat mallinnettavaa ilmiötä mahdollisimman kattavasti.

Työssä esitellään hydrostaattisen ajovoimansiirron tärkeimmät komponentit edellä kuvatussa näkökulmasta keskittyen kuitenkin pumpun häviöihin ja niiden suuruuteen vaikuttaviin tekijöihin. Lisäksi käydään läpi aiempia hyötysuhdemalleja, joista yksi myös määritetään mitattujen pisteiden avulla. Tarkoituksena on luoda yhtymäkohta tämän ja aikaisempien tutkimusten välille ja toisaalta saada referenssi, johon uusia malleja voidaan verrata. Neuraalijärjestelmiä käsittelevässä teoriaosuudessa selvennetään erilaisten verkkotyyppien periaatteita ja niissä käytettäviä matemaattisia ratkaisutapoja.

Esitellyn teorian pohjalta muodostetaan kolme erityyppistä neurolaskentaa hyödyntävää mallia siten, että volumetrinen ja mekaanishydraulinen hyötysuhde lasketaan täysin erillisillä järjestelmillä. Lisäksi esitellään IHA-koneeksi kutsutun tutkimusalan ohjausjärjestelmään implementoitu hyötysuhdemalli. Lopullinen vertailu suoritetaan siis viiden mallityypin välillä molemmille hyötysuhteille erikseen. Tätä varten suoritettiin kattavat mittaukset vinolevyohjatulle aksiaalimäntäpumpulle.

Tutkimustulosten perusteella voidaan todeta, että neuroverkkoihin perustuvilla mallinnustavoilla saavutetut tulokset vastaavat todella hyvin mittauservoja. Kun vielä otetaan huomioon niiden lähes automaattinen määrittäminen ja nopea suoritusaika, tullaan siihen lopputulokseen, että kyseiset ratkaisutavat ovat varteenotettava vaihtoehto käytettäväksi jopa suoraan liikkuvien koneiden ohjausjärjestelmän osana. Useimmat nykyiset tähän tarkoitukseen suunnitellut yksiköt eivät kuitenkaan pysty suorittamaan neuroverkkojen vaatimia laskutoimituksia, mikä luonnollisesti estää niiden käyttämisen. Jatkossa on myös selvitettävä, miten yleiskäyttöisiä mallit loppujen lopuksi ovat. Tämä voidaan tehdä vain erilaisille hydraulipumpuille suoritettujen mittausten avulla.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

BACKAS, JONI: Modelling of Efficiencies of Hydraulic Pump with Neural Computation

Master of Science Thesis, 77 pages

February 2010

Major: Machine automation

Examiner: Professor Kalevi Huhtala

Keywords: Hydrostatic transmission, hydraulic pump, efficiency, neural network, neural computation

Generic Intelligent Machines (GIM) is a Centre of Excellence of the Academy of Finland. One of its main research areas is the improvement of fuel economy in mobile working machines while maintaining the diesel emissions below the levels that are constantly reduced by the European Union. In this master's thesis the efficiencies of a hydraulic pump are modelled utilizing neural computation. When similar models of all components of hydrostatic transmission are combined, it is possible to determine reference values which optimize the overall energy consumption. Generating accurate and fast computable models is easily achieved with neural networks. Since this process requires a set of training data, one objective was finding an exiguous number of operating points that would represent the efficiencies well enough for the whole operating range.

The theory part includes the presentations of the most important components of hydrostatic transmissions, mainly concentrating on the losses of efficiency of hydraulic pumps and what is causing them. Some prior efficiency models are also presented and one of them is constructed from measured data for reference purposes. The neural network part clarifies the structures of the used neural systems and mathematical methods behind them.

Finally, three different networks are tuned in order to approximate both the volumetric and the hydromechanical efficiency of the measured pump. In addition, another model implemented in the research platform called IHA-machine, is presented. The final comparison is therefore made between five different kinds of models and with a separate system for both efficiencies. For this evaluation, extensive measurements were conducted to gather enough efficiency information from a swashplate operated axial piston pump.

The results show huge potential in neural network-based modelling of the efficiencies of hydraulic pumps. Considering numerical accuracy, the computing time and automation level of the determination process, these systems have to be reckoned with when choosing an applicable model even for mobile machines. Most of the current control units do not have suitable functions to run neural networks by default, even though the required calculations are fairly simple. Naturally, this confines their usability to very few applications. In future, it has to be determined how easily the new models will approximate the data collected from pumps of different types and sizes.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Hydraulikan ja automatiikan laitokselle osana Älykkäät koneet -tutkimusprojektia.

Haluan kiittää laitoksen koko henkilökuntaa ja erityisesti oman projektiryhmäni jäseniä miellyttävän ja virikkeellisen työilmapiirin luonnista sekä johduksesta teorian ja käytännön välisellä tiellä. Työni tarkastajalle professori Kalevi Huhtalalle olen kiitollinen hänen asiantuntevista neuvoistaan ja luottamuksesta, jonka osoituksena olen saanut työskennellä tässä tieteellisessä yhteisössä. Antti Vuohijoelle kiitokset hänen kärsivällisyydestään vastata yksityiskohtaisiin kysymyksiini sekä tuesta tähän diplomityöhön ja muihin työtehtäviini liittyen.

Vanhempiani haluan kiittää saamastani kannustuksesta kaikkien opiskeluvuosieni sekä välittämisestä lähes kolmen vuosikymmenen aikana. Vilpittömimmän kiitollisuuteni haluan osoittaa puolisolteni Heidille ja pojallamme Aapolle: Tämän työn tekeminen olisi ollut huomattavasti raskaampaa ilman teitä. Rikastutatte jokaista päivääni sanoin kuvaamattomin tavoin nyt ja tulevaisuudessa.

Tampereella 21.1.2010

Joni Backas
Insinöörinkatu 43 B 84
33720 Tampere

SISÄLLYS

1.	Johdanto.....	1
2.	Hydrostaattinen ajovoimansiirto.....	3
2.1.	Periaate	3
2.2.	Komponentit.....	5
2.2.1.	Dieselmoottori.....	5
2.2.2.	Hydraulipumppu.....	7
2.2.3.	Hydraulimoottori.....	8
2.3.	Erilaisia toteutustapoja	9
3.	Hydraulipumpun hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät	11
3.1.	Hyötysuhteiden määrittely.....	11
3.2.	Häviöiden taustalla olevia ilmiöitä.....	12
3.2.1.	Kitkat	12
3.2.2.	Vuodot	13
3.3.	Komponentin tyyppi.....	14
3.4.	Paine	16
3.5.	Käyttömoottorin pyörimisnopeus.....	17
3.6.	Pumpun kierrostilavuus ja säätökulma	17
3.7.	Nesteen viskositeetti.....	18
3.8.	Ohjausjärjestelmä	19
4.	Hyötysuhdemallit	22
4.1.	Kerroinmallit	22
4.1.1.	Wilson.....	22
4.1.2.	Thoma	23
4.1.3.	Rydberg.....	23
4.2.	Kahden käyrän malli.....	24
4.3.	POLYMOD-malli.....	29
4.4.	IHA-koneen hyötysuhteen esitystapa.....	31
5.	Neuroverkkojen perusteet.....	33
5.1.	Historia	33
5.2.	Erilaisia verkkotyyppejä	34
5.2.1.	MLP-verkko	34
5.2.2.	RBF-verkko.....	35
5.2.3.	ANFIS-järjestelmä.....	36
5.3.	Opettaminen	38
5.3.1.	Opetusalgoritmit	38
5.3.2.	Gradientin laskenta	39
5.3.3.	Optimointialgoritmit	40
5.3.4.	Neuro-sumean päättelyjärjestelmän opettaminen	41
5.4.	Funktioiden approksimointi neuroverkoilla.....	42
6.	Mittausjärjestelmä.....	44

6.1. Ohjausjärjestelmä	44
6.2. Anturit	45
6.2.1. Panielähetin	46
6.2.2. Tilavuusvirta-anturi	46
6.2.3. Pyörimisnopeusanturi	47
6.2.4. Momenttianturi	48
6.2.5. Lämpötila-anturi	48
6.3. Kuormitusventtiili	48
6.4. Mittausten suorittaminen	49
7. Mittaustulokset	51
7.1. Hyötysuhdetasot vakioaineilla	51
7.2. Sovitus Kahden käyrän malliin	53
8. Neuroverkkomallien määrittely mittausdatan avulla	57
8.1. Opetusdata	57
8.2. MLP-verkot	58
8.3. RBF-verkot	59
8.4. ANFIS-järjestelmät	60
9. Hyötysuhdemallien vertailu	62
9.1. Virheet mitatuissa datapisteissä	62
9.2. Mallien käytettävyys ja rajoitukset	66
10. Yhteenveto ja jatkotutkimus	71
LÄHTEET	73

TERMIT JA LYHENTEET

D/A-muunnin	Digitaali/analogia-muunnin. Laite, jolla digitaalisesta signaalista saadaan vastaava analoginen. Muunnostarkkuus on riippuvainen laitteen erottelukyvystä.
Feedforward-verkko	Neuroverkkorakenne, jossa ei ole sisäisiä takaisinkytkentöjä.
Nurkkateho	Järjestelmän tuottama teho paineen ja tilavuusvirran ollessa maksimissaan samanaikaisesti.
SCF-käyrästäö	Specific Fuel Consumption. Polttoaineenkulutuskartta.
Sign-funktio	Funktio, joka muuttujan negatiivisilla arvoilla tuottaa arvon -1 ja positiivisilla arvon 1.
Toimintapiste	Järjestelmän tila tietyllä ajanhetkellä voidaan ilmaista merkittävimpien muuttujien arvojen avulla.
ALTOW	Alternate Temperature Operating Window. TOW:ta yleiskäyttöisempi öljyn valintamenetelmä.
ANFIS	Adaptive Network-based Fuzzy Inference System. Neuraaliverkkomainen sumea päättelyjärjestelmä.
FS	Full Scale. Antureiden epävarmuuksien ilmoittamiseen käytetty maksimiarvo.
GIM	Generic Intelligent Machines. Älykkäiden koneiden huippuyksikkö.
GN	Gauss-Newton optimointimenetelmä.
LM	Levenberg-Marquardt optimointimenetelmä.
MLP	Multilayered Perceptron. Neuroverkkotyyppi, joka rakentuu mahdollisesti useita neuroneja sisältävistä kerroksista.
RBFN	Radial Basis Function Network. Neuroverkko, jonka neuronit valitaan opetusdatasta, ja valittuun pisteeseen asetetaan funktion huippuarvo.
RTI	Real-Time Interface. dSPACE:n lisäosa, jonka lohkot mahdollistavat ohjausjärjestelmän kommunikoinnin reaaliaikailman kanssa.
RTW	Real-Time Workshop. dSPACE:n lisäosa, joka suorittaa käännön lohko-kaaviosta C-kielelle.
SOM	Self-Organizing Map. Teuvo Kohosen kehittämä neuroverkkotyyppi.
TOW	Temperature Operating Window. Käytettävään lämpötila-alueeseen perustuva öljyn valintamenetelmä.

MERKINNÄT

a_0, a_1, a_2, a_3, a_4	Rydbergin tilavuusvirtamallin häviökertoimet [-].
$a_{bell}, b_{bell}, c_{bell}$	Sumeutusfunktion muotoon ja sijaintiin vaikuttavat parametrit
A_F	Voiman vaikutusalue [m ²]
A_K	Männän pinta-ala [dm ²]
$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$	Rydbergin momenttimallin häviökertoimet [-].
b_{gap}	Välyksen leveys [m]
C_d	Viskoosiktkakerroin [-].
C_f	Coulombin kitkakerroin [-].
C_h	Hydrodynaaminen kitkakerroin [-].
C_s	Laminaarivuodon häviökerroin [-].
$e_{näyte}$	Näytteiden virheet sisältävä vektori
h_{gap}	Välyksen korkeus [m]
I	Identiteettimatriisi
J	Jacobiaanimatriisi
L_{gap}	Välyksen pituus [m]
n	Pyörimisnopeus [r/min].
$n_{0,Ryd}$	Pumppua kuvaava vakio. Rydbergin momenttimalli [r/s].
n_{max}	Mittauksissa käytetty maksimi pyörimisnopeus [r/min].
n_{meas}	Mitattu pyörimisnopeus [r/min].
n_{min}	Mittauksissa käytetty minimipyörimisnopeus [r/min].
p_C	Matalapainelinjan vakiopaine [Pa].
p_H	Paine korkeapainelinjassa [Pa].
p_L	Paine matalapainelinjassa [Pa].
p_{max}	Mittauksissa käytetty maksimipaine [bar].
p_{meas}	Mitattu painetaso [bar].
p_{min}	Mittauksissa käytetty minimipaine [bar].
$Q_{loss_Tmax}(p_{meas})$	Maksimilämpötilassa saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$Q_{loss_Tmin}(p_{meas})$	Minimilämpötilassa saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
Q_{loss_comp}	Nesteen kokoonpuristumisesta aiheutuva häviö [l/min]
Q_{loss_ext}	Mitattu kotelovuoto [l/min]
Q_{loss_lam}	Laminaarivuoto [m ³ /s]
Q_{loss_p}	Pumpun volumetriset kokonaishäviöt [l/min]
$Q_{loss_Δp=0}$	Mitattu tilavuusvirtahäviö paine-eron ollessa 0 baaria [l/min]

Q_P	Pumpun tuottama tilavuusvirta [cm^3/min].
Q_R	Vakiovuotovirta [cm^3/min].
r_F	Voiman vaikutusalueen säde [m]
r_{pitch}	Sylinteriryhmän ja männän keskipisteiden välillä [dm]
T	Lämpötila [K]
T_C	Vakiohäviömomentti [Nm].
T_D	Käyttömootorin tuottama vääntömomentti [Nm]
T_{loss_p}	Pumpun mekaanishydrauliset kokonaishäviöt [Nm]
$T_{\text{loss}_{\text{visc}}}$	Viskoosikitkan aiheuttamat momenttihäviöt [Nm]
T_P	Pumpun tarvitsema vääntömomentti [Nm].
V_D	Kuollut tilavuus [dm^3]
V_K	Kierrostilavuus [cm^3/r].
w_P	Kolmannen kerroksen solmun ulostulo.
z	Mäntien lukumäärä [-]
α	Ohjauskulma [$^\circ$]
α_i^p	Solmu- ja sisäänmenokohtainen painotuskerroin.
β	Nesteen puristuskerroin [N/m^2].
$\gamma_{\text{Ryd}}, \delta_{\text{Ryd}}$	Pumppua kuvaavia vakioita. Rydbergin momenttimalli [-].
Δp	Paine-ero [Pa].
ε	Suhteellinen ohjauskulma [-].
$\eta_{\text{mh}}(\mathbf{n}_{\text{suht/meas}}, \mathbf{p})$	Pyörimisnopeuden ja paineen huomioiva mekaanishydraulisen hyötysuhteen funktio [-].
$\eta_{\text{mh}_n}(\mathbf{n}_{\text{meas}}, \mathbf{p}_{\text{meas}})$	Vakiopyörimisnopeusmittausten perusteella saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{\text{mh}_{\text{pmax_sca}}}(\mathbf{n}_{\text{meas}})$	Maksimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{\text{mh}_{\text{pmin_sca}}}(\mathbf{n}_{\text{meas}})$	Minimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{\text{mhnmax}}(\mathbf{p}_{\text{meas}})$	Maksimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{\text{mhnmax_pmax}}$	Mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo maksimipyörimisnopeudella ja -paineella [-].
$\eta_{\text{mhnmax_pmin}}$	Mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo maksimipyörimisnopeudella ja minimipaineella [-].
$\eta_{\text{mhnmin}}(\mathbf{p}_{\text{meas}})$	Minimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{\text{mhnmin_pmax}}$	Mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo minimipyörimisnopeudella ja maksimipaineella [-].
$\eta_{\text{mhnmin_pmin}}$	Mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo minimipyörimisnopeudella ja -paineella [-].
$\eta_{\text{vol}}(\mathbf{n}_{\text{suht}}, \mathbf{p})$	Pyörimisnopeuden ja paineen huomioiva volumetrisen hyötysuhteen funktio [-].

$\eta_{vol}(\epsilon, p_{meas})$	Säätökulman huomioiva volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{vol_nmax_sca}(p_{meas})$	Maksimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{vol_nmin_sca}(p_{meas})$	Minimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{vol_p}(n_{suht}, p_{meas})$	Vakiopainemittausten perusteella saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volnmax}(p_{meas})$	Maksimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volnmin}(p_{meas})$	Minimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmax}(n_{suht})$	Maksimipaineella pyörimisnopeutta muuttaen saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmax}(\epsilon)$	Maksimipaineella tehtyihin mittauspisteisiin sovitettu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmax_nmax}$	Volumetrinen hyötysuhteen arvo maksimipaineella ja -pyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volpmax_nmin}$	Volumetrinen hyötysuhteen arvo maksimipaineella ja minimipyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volpmax_sca}(\epsilon)$	Volumetrinen hyötysuhteen skaalattu yhtälö maksimipaineella [-].
$\eta_{volpmin}(n_{suht})$	Minimipaineella pyörimisnopeutta muuttaen saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmin}(\epsilon)$	Minimipaineella tehtyihin mittauspisteisiin sovitettu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmin_nmax}$	Volumetrinen hyötysuhteen arvo minimipaineella ja maksimipyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volpmin_nmin}$	Volumetrinen hyötysuhteen arvo minimipaineella ja -pyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volpmin_sca}(\epsilon)$	Volumetrinen hyötysuhteen skaalattu yhtälö minimipaineella [-].
μ	Nesteen dynaaminen viskositeetti [Ns/m ²].
$\mu(T)$	Dynaaminen viskositeetti lämpötilan funktiona [Ns/m ²].
$\mu_A(\mathbf{x})$	Sumeutusfunktion arvo
μ_{Tmax}	Dynaaminen viskositeetti maksimilämpötilassa [Ns/m ²].
μ_{Tmin}	Dynaaminen viskositeetti minimilämpötilassa [Ns/m ²].
ρ	Tiheys [kg/m ³].
ν	Kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]

1. JOHDANTO

Kaikkialla maailmassa käytetään liikkuvia työkoneita mitä erilaisimpiin tehtäviin. Niiden kuluttama energiamäärä on erittäin merkittävä, ja samalla syntyvät päästöt aiheuttavat haitallisia muutoksia ilmakehään. Taloudellisen kasvun seurausta oleva ilmastonmuutos on tosiasia, ja sen torjuminen vaatii laajoja suunnitelmallisia toimenpiteitä. Polttomoottoreiden valmistajat pyrkivät tekemään tuotteistaan muun muassa Euroopan Unionin asettamien päästörajoitusten mukaisia, mutta nykytekniikalla ei kuitenkaan ole mahdollista poistaa kaikkia syntyviä hiukkasia. Eikä edes ole tarkoituksenmukaista keskittyä vain dieselmoottorin tuottamasta kilowatista vapautuneisiin haitallisiin aineisiin, vaan on ajateltava koko tehonsiirtoketjua yhtenä kokonaisuutena. Mikäli tietty työtehtävä on mahdollista suorittaa aiempaa pienemmällä energiamäärällä, myös ilmaa saastutetaan vähemmän. Samalla säästynyt polttoaine parantaa koneen omistavan yrityksen kannattavuutta.

Työkoneiden ajovoimansiirroissa käytetään yleisesti hydrostaattisia ratkaisuja, jolloin dieselmoottorin akselille kiinnitetty pumppu tuottaa tilavuusvirran renkaita pyörittäville moottoreille. Yksittäisten komponenttien kehittäminen hyötysuhteeltaan paremmiksi on eräs tapa, jolla häviötehoa saadaan pienennettyä, mutta nykyään on alettu kiinnittää yhä enemmän huomiota myös ohjausjärjestelmien tuomiin mahdollisuuksiin ([1]). Jotta hyötysuhdetta optimoivia algoritmeja voitaisiin kehittää, olennaisinta on luonnollisesti tietää miten säädettävä suure käyttäytyy eri toimintapisteissä. Tällöin tarvitaan tapa esittää hydrauliikassa yleisesti käytetyt volumetrinen ja mekaanishydraulinen hyötysuhde niihin vaikuttavien ilmiöiden tai muuttujien suhteen. Tämän työn kannalta merkittävin aiemmin kehitetyistä on Huhtalan Kahden käyrän malli ([2]). Kun tiedetään häviöt olosuhteiden perusteella, voidaan siirtyä kehittämään sopivia algoritmeja esimerkiksi simulaattoriympäristöön, ja myöhemmin ne voidaan implementoida osaksi todellista järjestelmää.

Tampereen teknillisen yliopiston Hydrauliikan ja automatiikan laitos on osa GIM-huippuyksikköä, johon liittyvän Älykkäät koneet -tutkimuksen yhtenä päämääränä on kehittää liikkuvien koneiden energian käyttöä. Tämä diplomityö liittyy projektiin, jossa rakennetaan IHA-koneeksi kutsuttu pyöräkuormaajatyypinen tutkimusalustakone, joka mahdollistaa hyvin erilaisten tutkimusten tekemisen: järjestelmien energiatehokkuudesta aina autonomisten työtehtävien suorittamiseen. Koneesta on tehty myös simulointimalli, jolla ohjausjärjestelmiä voidaan jatkossa kehittää ja testata ennen kuin ne siirretään oikeaan laitteeseen.

Tässä diplomityössä tutkitaan, miten hyvin neurolaskenta soveltuu hydrostaattisen ajovoimansiirron pumpun hyötysuhteiden mallintamiseen. Muun muassa Huhtalan

tutkimuksen ([2]) perusteella havaitaan, että mainitut suureet voidaan kuvata matemaattisen funktion avulla, jonka muuttujat ovat toimintapisteestä riippuvia. Koska neuroverkkojen yleinen approksimointikyky on osoitettu erittäin hyväksi ([3]), voidaan niiden olettaa soveltuvan myös edellä kuvattuun mallinnukseen. Loppujen lopuksi määritetään kolme erityyppistä neurolaskentaa hyödyntävää mallia: MLP, RBFN ja ANFIS.

Toisessa luvussa kuvataan hydrostaattista ajovoimansiirtoa sekä järjestelmä- että komponenttitasolla. Tässä myös käydään tarkemmin läpi dieselmoottorien hyötysuhdetta ja päästöjen muodostumista. Kolmas luku keskittyy hydraulipumpun hyötysuhteisiin, ja sen alussa esitellään fysikaaliset ilmiöt, joiden vuoksi häviöt syntyvät. Lisäksi käydään läpi tärkeimpien olosuhdemuuttujien vaikutusmekanismit. Lopuksi tarkastellaan millaisia ohjausjärjestelmiä tutkimusalueella on käytetty. Tämän jälkeen luodaan katsaus aiempiin hyötysuhdemalleihin, ja tarkastellaan muun muassa mainitun Kahden käyrän mallin määrittämistä. Lisäksi työssä esitellään vakiopainetasoihin perustuva mallinnustapa, jota käytetään myös edellä mainitun IHA-koneen ohjausjärjestelmässä.

Viides luku käsittelee neuroverkkojen ja niihin liittyvän laskennan perusteita. Tarkoituksena on tarjota riittävästi tietoa, jotta määritetyistä järjestelmistä ja niiden toiminnasta syntyisi tarpeeksi hyvä käsitys. Koska verkkojen muokkaaminen hyötysuhteita kuvaaviksi tehdään opetusdatan avulla, myös tämän prosessin eri vaiheet käydään yleisesti läpi. Lopuksi tarkastellaan, miten rakenteita voidaan yksinkertaistaa funktioita approksimoitaessa.

Koska ohjattu opetus perustuu tarkkaan numeeriseen dataan, tarvitaan mittauksia, joilla selvitetään pumpun todelliset ominaisuudet. Seuraavissa luvuissa esitelläänkin käytetty mittaustilaiteisto, mittausten suorittaminen ja kerätyt näytteet. Mitattujen pisteiden joukosta erotetaan aluetta parhaiten kuvaavat. Tällöin dataa tarvitaan tulevaisuudessa vain näistä kohdista, eikä mittauksiin kuluva aika ole niin pitkä. Valitut pisteet ja niiden avulla määritetyt neuraalijärjestelmät esitellään luvussa kahdeksan.

Seuraavaksi otetaan käyttöön lähes kaikki pumpulta mitatut pisteet, ja annetaan ne syötteinä luoduille järjestelmille sekä referenssinä toimivalle Kahden käyrän mallille. Mitattujen suureiden perusteella laskettuja hyötysuhteita verrataan simuloituihin, jolloin voidaan määrittää mallien ulostulojen virheet. Koska myös muut kuin numeeriset tekijät vaikuttavat kokonaisarvioon, niitäkin käsitellään luvun lopussa.

Viimeisessä luvussa esitellään tärkeimmät tutkimustulokset ja pohditaan millaiseen käyttöön mallit soveltuvat. Lisäksi mietitään miten tutkimusta tulisi jatkaa, jotta saataisiin selville ovatko tulokset yleistettävissä muihin kuin mitattuun pumppuun.

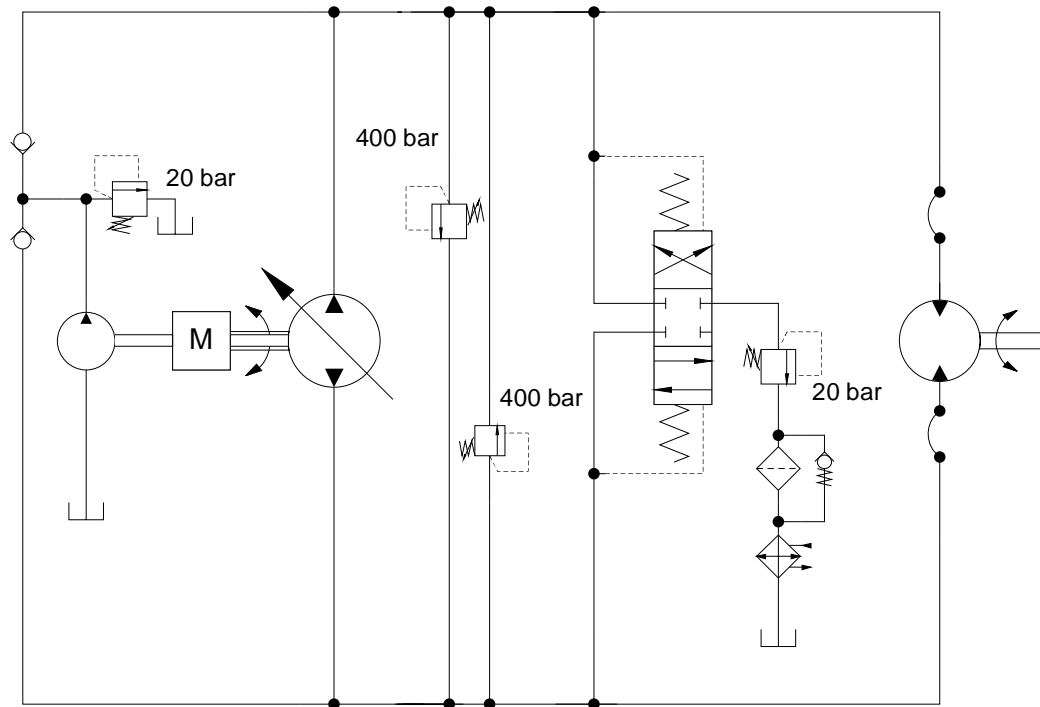
2. HYDROSTAATTINEN AJOVOIMANSIIRTO

Lähes jokaisen liikkuvan työkoneneen ajovoimansiirroissa hyödynnetään hydrauliteknisiä ratkaisuja. Tämä on seurausta muun muassa niissä käytettävien komponenttien erinomaisesta tehotehokkuudesta, eli kooltaan pieni laite pystyy tuottamaan verrattain suuren tehon, samalla myös massa pysyy suhteellisen pienenä. Lisäksi hydraulisen tehon siirtäminen lyhyen etäisyyden päähän on helppoa, minkä vuoksi lähes kaikki varsinaiseen työhön käytettävät laitteet on käytännöllistä toteuttaa hydraulisina. Ehkä juuri näistä syistä johtuen myös ajovoimansiirroissa alettiin käyttää samaa teknologiaa hyödyntäviä ratkaisuja. Tässä luvussa perehdytään hydrostaattisen ajovoimansiirron toteutukseen sekä järjestelmä- että komponenttitasolla.

2.1. Periaate

Varmasti yleisin hydraulikan käyttömuoto niin ajovoimansiirto- kuin muissakin sovelluksissa on hydrostaatiikka. Tekniikan ajatuksena on käyttää paineistettua nestettä voiman tuottamiseen ja näin aikaansaada haluttu liike. Samaan tarkoitukseen voitaisiin käyttää myös hydrodynaamista ratkaisua, joka hyödyntää nesteeseen varastoitunutta liike-energiaa. Tällöin nestettä pitäisi kuitenkin pumpata todella suurella nopeudella, jotta saataisiin aikaan yhtä suuria tehoja kuin hydrostaattisilla tavoilla. Lisäksi hydrodynamiikan hyötysuhde on hyväksyttävällä tasolla vain kapealla toiminta-alueella [4]. Hydrostaattikan suurin etu dynamiikkaan verrattuna kuitenkin on, että sen säätämiseen on tarjolla paljon erilaisia ratkaisuja ja se mahdollistaa käyttömootorin tehon paremman hyödyntämisen kaikilla pyörimisnopeuksilla [2]. Hydrostaattinen ajovoimansiirto mahdollistaa koko alueen kattavan portaattoman nopeuden säädön ja jatkuvan hyvän nopeus-momentti -suhteen, jotka esimerkiksi mekaanisella voimansiirrolla ovat lähes mahdottomia toteuttaa. Lisäksi työlaitteiden käyttö häiritsee hydrodynaamisesti toteutettua ajovoimansiirtoa ja näiden välinen tehotarpeiden priorisointi on vaikeampi toteuttaa. [5]

Yksinkertaisimmillaan hydraulinen ajovoimansiirto vaatii pumpun, joka tuottaa liikkeeseen vaadittavan tilavuusvirran. Sitä pyöritetään liikkuvien koneiden tapauksessa yleensä dieselmootorilla. Letkuilla tai putkilla öljy kuljetetaan hydraulimootorille, joka muuttaa energian takaisin pyöriväksi liikkeeksi. Kuvassa 1 on nähtävillä tämänkaltainen järjestelmä.



Kuva 1. Ajovoimansiirron hydraulikaavio.

Kuvassa 1 oleva hydraulipiiri on niin sanottu suljettu järjestelmä, jossa hydraulimoottorilta palaava öljy kuljetetaan takaisin pumpun matalapaineliitäntään. Tällä tavoin hyötysuhdetta saadaan parannettua, koska paine ja tilavuusvirta vastaavat kuormitusta. Sen vasteajat ovat kuitenkin suhteellisen pitkiä juuri paineen muodostumistavan vuoksi. Lisäksi tilavuudet ja liikuteltavat massat ovat tällaisissa käytöissä suuria. [6]

Ajovoimansiirto on mahdollista toteuttaa myös avoimella piirillä, jolloin neste viedään moottorilta hydraulisäiliöön. Tämä useammin työliikkeissä käytetty tapa vaatisi erillisen ohjausventtiilin lisäämisen kuvan 1 järjestelmään, jolloin vasteet nopeutuisivat, mutta esimerkiksi painehäviöt kasvaisivat venttiilin kuristusten vuoksi. Tällöin hyötysuhde luonnollisesti heikkenisi ja toisaalta ajovoimansiirtotyyppisessä käytössä hieman hitaampi reagointi on hyväksyttävämpää kuin muissa sovelluksissa. Lisäksi huonosti toteutettuna nopeammat liikkeet vähentävät kuljettajan ajomukavuutta. Avoin järjestelmä ei myöskään pysty luontaisesti huomioimaan hydraulimoottorin negatiivista kuormaa, vaan hidastus on tällöin tehtävä esimerkiksi virtausta kuristamalla, jolloin energiaa muuttuu lämmöksi ja jäähdytystarve kasvaa. Suljetussa järjestelmässä moottori alkaa tässä tapauksessa toimia pumppuna ja pumppu moottorina. Älykäs ohjaus voi huomioida tämän ja mahdollistaa dieselmoottorin nopeuden pienentämisen ja samalla työlaitteiden käytön jopa suuremmalla teholla kuin normaalitilanteessa.

2.2. Komponentit

Seuraavaksi käydään läpi hydrostaattisen ajovoimansiirron liikkeen tuottamiseen tarvittavat komponentit: polttomoottori, hydraulipumppu ja -moottori. Liikkuvista työkoneista suurin osa saa käyttövoimansa dieselmoottorilta, joten tässä työssä jätetään esimerkiksi bensiinikäyttöiset moottorit käsittelemättä. Näiden lisäksi tarvitaan muun muassa huoltoa ja turvallisuustehtäviä suorittavia komponentteja, kuten suodattimet sekä huuhtelu- ja paineenrajoitusventtiilit.

2.2.1. Dieselmoottori

Kuten edellä todettiin, dieselkäyttöiset moottorit ovat selkeästi yleisin voimanlähde mobilekoneissa. Tässä luvussa kuvataan niiden tyypillisimpiä ominaisuuksia ja esitellään niihin liittyviä alati tiukkenevia säädöksiä. Näiden määräysten tarkoituksena on vähentää ilmaan vapautuvien myrkyllisten pienhiukkasten määrää. Vaikka nopeasti ajateltuna pelkkä polttoaineen kulutuksen pienentäminen, eli hyötysuhteen optimointi, tuntuu riittävältä toimenpiteeltä tavoitteen saavuttamiseksi, tarkempi tarkastelu osoittaa, että sillä on joskus jopa negatiivisia vaikutuksia hiukkaspäästöihin.

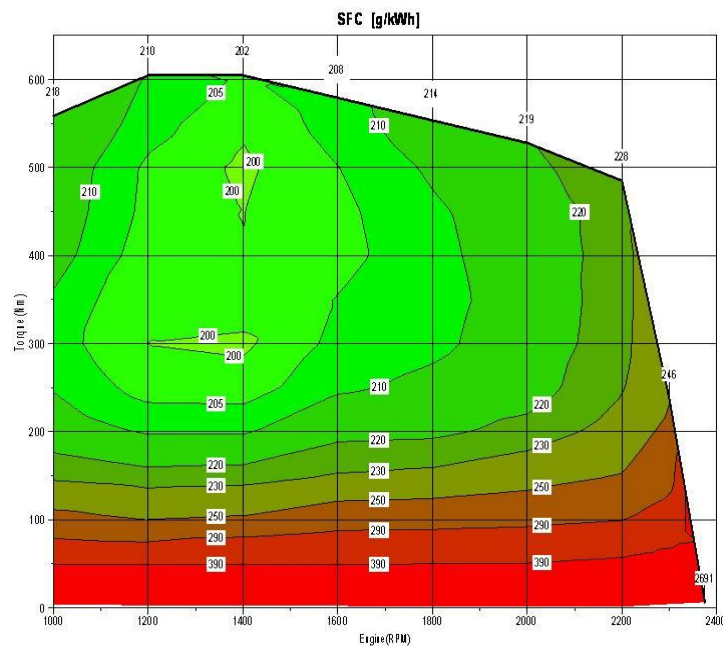
Tärkeimmät dieselmoottorista tarkkailtavat asiat ovat Guzzellan ja Amstutzin [7] mukaan

- tuotettu momentti ja pyörimisnopeus
- moottorille tuleva ilmamäärä
- polttoaineenkulutus kilowattituntia kohden eli hyötysuhde
- pienhiukkas-, typenoksidi- ja hiilivetypäästöt sekä
- moottorin melutaso.

Dieselmoottorien merkittävimmät ongelmat ovat niiden verrattain huono tehoteho, alhaiset pyörimisnopeudet ja pakokaasujen puhdistaminen. Ensimmäinen liittyy ilma-polttoaine -seoksen laimeuteen, sillä ilmakehän paineessa sylinteriin ei voida ruiskuttaa rajattomasti dieseliä ilman, että siitä osa jäisi palamatta. Määrää voidaan kuitenkin kasvattaa lisäämällä moottoriin turboahdin, jolla tiettyyn tilavuuteen saadaan enemmän ilmaa ja polttoainettakin voidaan näin polttaa enemmän. Aiemmin käytetyt vakioahtimet mitoitettiin tuottamaan riittävä ilmamäärä tyhjäkäyntikierroksilla, jolloin suuremmilla pyörimisnopeuksilla ylimääräinen ilma, ja sen tuottamiseen tarvittu teho menivät hukkaan. [7] Nykydieseleissä myös ahtimen säätö on mahdollista, joten tämäkin ongelma saadaan ratkaistua.

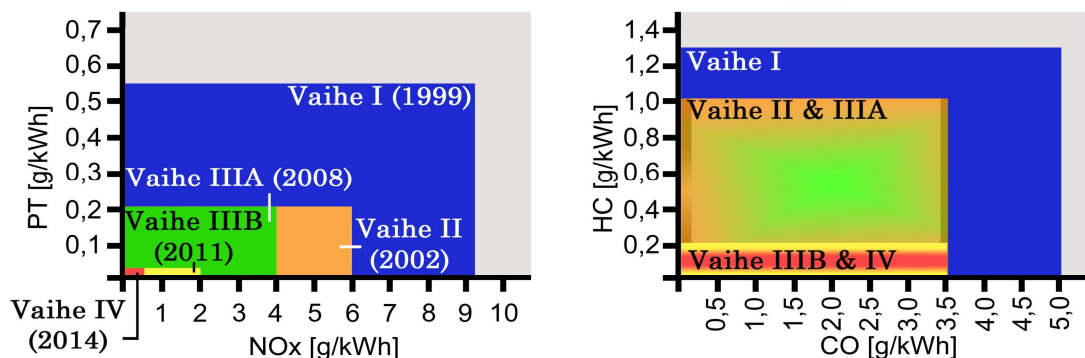
Kuvassa 2 esitetään dieselmoottorin kulutuskartta, jonka vaaka-akseli kuvaa pyörimisnopeutta ja pystyakseli moottorin tuottamaa momenttia. Sen perusteella nähdään, että tuotettua kilowattituntia kohden tarvitaan sitä vähemmän polttoainetta, mitä lähempänä maksimimomentin pyörimisnopeutta toimitaan. Jos kuvattu SFC-kartasto (Specific Fuel Consumption) muokataan esittämään absoluuttista kulutusta, käy ilmi, että vakioteho on käytännössä aina taloudellisempaa tuottaa mahdollisimman alhaisella pyörimisnopeudella. Tällöin momentti on suurempi, ja toimintapiste polttoainetta säästävämällä alueella. Tyypillisesti moottoreita kuitenkin käytetään

momenttikäyrän laskevalla osuudella eli korkeammalla kuin suurimman momentin mahdollistama pyörimisnopeus. Tästä on etua kun kuormitus ylittää tietyllä pyörimisnopeudella saatavan maksimimomentin, ja kierrokset alkavat laskea. Tällöin momenttia saadaan enemmän käyttöön, eikä moottori pääse sammumaan. Vastaavasti jos kierrosten laskiessa momentintuottokyky heikkenee, pyörimisnopeus hidastuu voimakkaammin ja lopulta moottori pysähtyy. Dieselmoottorien käytännöllistä maksiminopeutta rajoittaa mekaaninen toteutus, eikä sitä näin ollen kannata juurikaan nostaa [7]. Koska momenttia ja tehoa saadaan riittävästi - esimerkiksi bensiinimoottoreihin verrattuna - alhaisilla kierroksilla, hidaskäyntisyydellä voidaan pidentää diesalien käyttöikää.



Kuva 2. Dieselmoottorin SFC-kartta. [8]

Todennäköisesti ajankohtaisin aihepiiri dieselmoottoreihin liittyen on päästöjen vähentäminen. Euroopan unioni on määritellyt eri teholuokille suurimmat sallitut päästöarvot grammoina kilowattia kohden ja aikataulun, jonka mukaan rajoitukset tulevat voimaan. Kuvassa 3 on tiivistelmä direktiivien [9] ja [10] sisältämistä päästörajoista yleisimmille ajoneuvoille suunnitelman eri vaiheissa, kun moottorin teho on 130 – 560 kW.



Kuva 3. EU:n asettamat dieselmoottorien päästörajoitukset.
(Laadittu direktiivien [9] ja [10] tietojen pohjalta.)

Vertailtaessa sallittuja päästöarvoja huomataan, että vaiheessa IV typen oksideja on jäljellä noin 4,3 % ja hiukkasia 4,6 % vaiheeseen I verrattuna. Poikkeuksen kuvan muuhun esitystapaan aiheuttaa vaihe IIIA, jossa rajoitetaan hiilimonoksidin (HC) ja typenoksidien (NO_x) suurinta sallittua yhteismäärää (4,0 g/kWh) yksittäisten arvojen sijaan.

Palotapahtuman olosuhteet ja ruiskutuksen ajoitus ovat merkittävimmät päästöihin ja hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät. Jälkimmäistä optimoitaessa eduksi ovat suuri ruiskutus- ja turbon tuottama ilmanpaine sekä aiemmin mainittu ilmamäärä. Ruiskutus pitäisi aloittaa ennen kuin mäntä saavuttaa yläkuolokohdan, jolloin lämpötila nousee mahdollisimman suureksi parantaen näin Carnot'n kierron hyötysuhdetta. Ruiskutuspaineen kasvattamisella pystytään lyhentämään viiveitä, jolloin polttoaine voidaan tuoda sylinteriin myöhemmin. Samankaltaiset olosuhteet ja ruiskutuksen ajoitus ovat eduksi myös pienhiukkaspäästöjen vähentämisessä. Erityisesti noen muodostuminen vähenee, kun työtahdin kesto on mahdollisimman pitkä. Typen oksidien määrän pienentämisen kannalta on kuitenkin parempi, jos polttoaine ruiskutetaan sylinteriin vasta yläkuolokohdan jälkeen. Näin työtahdin lämpötila nousee, jolloin olosuhteet ovat suotuisampia NO_x -partikkelien hajoamiselle. [7] Niiden muodostumisen hidastamiseksi palotapahtuman lämpötilaa pitäisi laskea, mikä on kuitenkin ristiriitainen vaatimus hyötysuhteen optimoinnin kanssa [11].

Uusissa moottoreissa typpipäästöjen asettama haaste on ratkaistu AdBlue-nimisen lisäaineen avulla. Se on kaupallinen nimi teolliselle urealiuokselle AUS32. Ainetta ruiskutetaan pakokaasuihin, jotka tämän seurauksena hajoavat SCR-tyyppisessä (Selective Catalytic Reduction) katalysaattorissa harmittomaksi typeksi ja vedeksi. Koska typen oksidien leviäminen ilmakehään saadaan tällä tavoin estettyä, voidaan ne jättää huomiotta muita asioita optimoitaessa. Kun AdBlueta käytetään 3 – 5 prosentin suhteella ruiskutettuun dieseliin, hyötysuhteen noususta aiheutuva polttoainekustannusten lasku on suurempi kuin lisäaineen kustannukset. [11] Acgo Sisu Powerin moottoreissa AdBluen loppuessa suorituskykyä lasketaan, jotta päästöt pysyisivät sallitulla tasolla, mikä tässä tapauksessa tarkoittaa vaiheen IIIB määräyksien täyttymistä [12].

2.2.2. Hydraulipumppu

Hydraulipumpun tehtävänä on tuottaa koneen haluttua liikenopeutta vastaava virtaus ja kuormitusta vastaava paine hydraulijärjestelmään. Liikkuvilla työkoneissa se asennetaan lähes aina suoraan dieselmoottorin akselille. Komponenttivalikoima on erittäin laaja ja luvussa 3.3 onkin käyty läpi joitain valintaperusteita. Merkittävimmät erot teollisuushydrauliikan ja ajovoimansiirron pumppujen välillä ovat jälkimmäisen korkeampi painetaso ja käyttö aiemmin esitellyssä suljetussa hydraulijärjestelmässä.

Pumppujen ohjaustapojen kehitys on ollut ehkä hieman venttiileitä hitaampaa, mutta nykyään on tarjolla perinteisemmän hydraulisen ohjauksen lisäksi myös virta- ja väyläohjattuja malleja. Etenkin väyläteknikan käyttöönotto mahdollistaa entistä

yksinkertaisemman diagnostiikkatietojen välittämisen ja sen vaatiman elektroniikan avulla voidaan toteuttaa myös erityyppisiä korkean ja matalan tason säätäjiä.

Mekaaniset ratkaisut ovat olleet hyvin pitkään samantyyppisiä, mutta digitaalihydrauliikan perusajatusta [13] voidaan soveltaa myös pumppuihin. Tampereen teknillisellä yliopistolla kehitetty digitaalinen pumppumoottori riippumattomilla lähdöillä mahdollistaa toimilaitteiden pumppuohjauksen yhdellä pumppuyksiköllä. Kuten luvussa 2.1 todettiin, pumppuohjauksella pystytään parantamaan järjestelmän hyötysuhdetta. Esitetty uusi lähestymistapa mahdollistaa jokaiselle toimilaitteelle tarvetta vastaavan painetason, energian talteenoton yhdeltä ja siirron toiselle toimilaitteelle tai käyttömoottorille. Suoritettujen simulointien perusteella konsepti voidaan todeta toimivaksi, sillä vaikka käytetty hydraulinen teho on suurimmillaan 10,2 kW, otetaan käyttömoottorilta maksimissaan vain 1,23 kW. Tämä on mahdollista edellä mainituilla energiavirtojen uudelleen ohjauksilla, jolloin käytetyltä sähkömoottorilla katetaan vain järjestelmän keskimääräinen tehontarve. [14] Nähtäväksi jää, milloin tällaista pumppuysikköä hyödynnetään liikkuvissa työkonneissa.

2.2.3. Hydraulimoottori

Pumpun tuottama tilavuusvirta ja paine muutetaan ajovoimansiirroissa takaisin mekaaniseksi energiaksi hydraulimoottoreiden avulla. Vaikka suurin osa pumpuista pystyykin toimimaan myös moottoreina, käytön asettamat vaatimukset saadaan luonnollisesti paremmin täytettyä käyttämällä varta vasten moottoriksi suunniteltua komponenttia. Moottoreilta edellytetään usein hyviä liikkeelleläähtöominaisuuksia etenkin hyötysuhteen ja momentin tuoton osalta. Tämä on ymmärrettävää sillä ajotilanteessa ne pysäytetään ja saatetaan jälleen liikkuviksi moninkertaisesti useammin kuin pumput, joiden pyörimisnopeus määräytyy täysin dieselmoottorin mukaan.

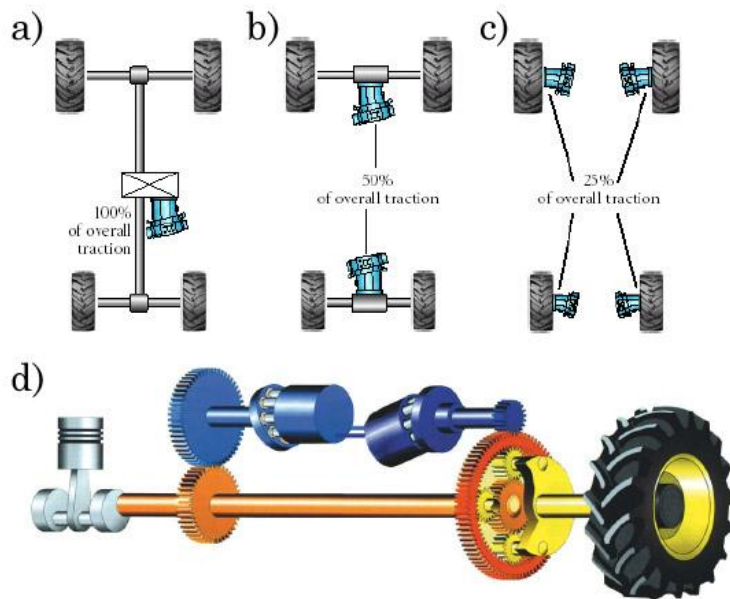
Käynnistysmomenttiin voidaan vaikuttaa erityisesti komponentin tyypillä ja useimmiten ajovoimansiirroissa päädytäänkin vinoakseli- tai radiaalimäntämoottoriin. Vinolevykomponenttien haittana ovat, myös luvussa 3.3 esitetyt, rakenteesta aiheutuvat häviölähteet. Erityisesti laakerointi- ja tiivistyskohtien suurempi määrä vaikuttaa tuotettuun momenttiin. [15, s. 388] Myös muilla käyttöalueilla optimihyötysuhteisiin johtavat olosuhteet ovat erilaiset: Pumpuilla pienet säätökulman arvot lisäävät häviöitä enemmän kuin moottoreilla. Pyörimisnopeuden pienentäminen taas parantaa moottorien kokonaishyötysuhdetta, kun vaikutus pumpuissa on päinvastainen. [1]

Vaikka kuvassa 1 esitetyssä kaaviossa hydraulimoottori onkin kierrostilavuudeltaan vakio, mikään ei luonnollisesti estä säätyvätilavuuksisen komponentin käyttöä. IHA-koneen radiaalimäntätyyppisten napamoottoreiden kierrostilavuutta voidaan tarvittaessa muuttaa puolittamalla, jolloin luonnollisesti myös tiettyyn nopeuteen vaaditaan samassa suhteessa vähemmän tilavuusvirtaa. Koska tämä tehdään vapauttamalla joka toinen mäntä, voidaan jonkinlaista hyötysuhteen alenemista odottaa, sillä nyt joudutaan pyörittämään myös työtä tekemättömiä osia. Vaikutus on kuitenkin todennäköisesti erittäin pieni.

2.3. Erilaisia toteutustapoja

Koska hydrostaattista ajovoimansiirtoa käytetään hyvin erilaisissa koneissa, on selvää että sen toteuttaminen niissä kaikissa ei ole järkevää täysin samalla tavalla. Kuvan 4a järjestelmä on toteutettu yhdellä hydraulimoottorilla, jolloin tarvitaan mekaaninen välitys vetovoiman saamiseksi kaikille renkailla. Muita mahdollisia ratkaisuja ovat esimerkiksi

- akselikohtainen hydraulimoottori ja mekaaninen välitys (Kuva 4b)
- rengaskohtainen napamoottori sekä (Kuva 4c)
- CVT-vaihteisto (Continuously Variable Transmission): hydrostaattisen ja planeettavaihteen yhdistelmä (Kuva 4d).



Kuva 4. Erilaisia ajovoimansiirron toteutustapoja.

Muokattu. [16], [17]

Yhdellä moottorilla toteutetun järjestelmän etuna ovat renkaiden yhtä suurien pyörimisnopeuksien yksinkertainen saavuttaminen mekaanisilla ratkaisulla. Kun vetovoima tuotetaan yhdellä komponentilla, ei tarvitse huolehtia virtauksen epätasaisesta jakautumisesta, ja yhden vaihteiston ohjaaminen on hyvin yksinkertaista. Lisäksi täysi työntövoima saadaan käyttöön koko ajan. Jäykkä rakenne kuitenkin rajoittaa suurikokoisten komponenttien sijoittelua ja vie muutenkin rajallista asennustilaa. [17] Runko-ohjauksen toteuttaminen vaatii myös enemmän suunnittelua, ja nivelakselit aiheuttavat lisäkustannuksia.

Jos sekä taka- että etuakselilla käytetään omaa moottoriaan, pystytään komponentteja pienentämään ja voidaan tarvittaessa helposti hyödyntää keskiniveltä koneen kääntämisessä. Tällöin on huolehdittava tilavuusvirran oikeanlaisesta jakautumisesta, mutta samalla mahdollistuu akselikohtainen työntövoiman määrittely, joka ei luonnollisesti milloinkaan vastaa kokonaisvoimaa. Akselit takaavat renkaiden

yhtenevät pyörimisnopeudet pareittain, mutta tasauspyörästäön lukko vaatii lisäyksiä rakenteeseen. [17]

Merkittävin etu napamoottoreita käytettäessä on renkaiden väliin jäävä vapaa tila ja siitä aiheutuva parempi maastoon sopeutumiskyky. Tämäkin rakenne vaatii lisäkomponentteja, jotta renkaat saadaan pyörimään samalla nopeudella, eikä yksittäisellä pyörällä voida hyödyntää kuin korkeintaan neljännes kokonaistyöntövoimasta. [17] Neljän tai useamman moottorin säätäminen vaatii lisäksi kehittyntä ohjausjärjestelmää, vaikka jonkinlainen tilavuusvirran tasainen jakautuminen voidaan saavuttaa esimerkiksi virranjakoventtiilillä. Lisäämällä renkaan ja moottorin väliin vaihteisto pystytään järjestelmän muuntosuhdetta kasvattamaan merkittävästi ja hyötysuhdettakin jonkin verran, sillä moottoreita voidaan käyttää pienemmillä pyörimisnopeuksilla ja suuremmilla säätökulmilla [17]. Näiden tekijöiden vaikutuksia voi tarkastella muun muassa Vahlstenin [18] tekemien mittausten pohjalta.

Kuvassa 4d on esitetty CVT-vaihteiston periaate variaattorin ollessa hydraulinen. Ajatuksena on yhdistää hydrostaattisen ajovoimansiirron hyvä vetovoima pienillä ja mekaanisen tehonvälityksen merkittävästi parempi hyötysuhde suurilla nopeuksilla. Nämä saadaan aikaiseksi pyörittämällä hydrostaatin avulla planeettakannatinta kuhunkin tilanteeseen sopivimmalla tavalla. Erkkilä on väitöskirjassaan [19] kehittänyt tällä hetkellä tuotannossa olevaan traktoriin uudenlaisen CVT-toteutuksen, jolla saavutetaan, verrattain yksinkertaisesta rakenteesta huolimatta, tasaisen hyvän hyötysuhde aivan pienimmistä nopeuksista aina 50 km/h saakka [19, s.56–57]. Rakenne mahdollistaa esimerkiksi kannattimen pyörimissuunnan ja -nopeuden muuttamisen, jolloin hydraulikan välittämää tehoa voidaan säätää portaattomasti [20]. Hydraulinen variaattori toteutetaan yleensä sijoittamalla pumppu ja moottori samaan koteloon, jolloin koko ja paino ovat pienempiä ja hyötysuhde parempi kuin erillisillä komponenteilla tehtynä [16].

3. HYDRAULIPUMPUN HYÖTYSUHTEESEEN VAIKUTTAVAT TEKIJÄT

Ajovoimansiirron taloudellisuuteen vaikuttavia tekijöitä on todella paljon, mutta tässä työssä on tarkoituksena perehtyä vain hydraulipumpun hyötysuhteisiin. Tämän vuoksi esimerkiksi tehonsiirrossa syntyviä häviöitä ei käsitellä suoraan, mutta vaikuttavien ilmiöiden teoriaa esitellään muun muassa luvussa 3.2. Myöskään hydraulimoottoria ei tarkastella niin laajasti kuin sen merkitys ajovoimansiirron hyötysuhteeseen edellyttäisi. Niihin liittyvää teoriaa voidaan löytää esimerkiksi Ivantysyn ja Ivantysynovan kirjasta [15, s.377–417], ja hyötysuhdemittauksia muun muassa Vahlstenin diplomityöstä [18].

3.1. Hyötysuhteiden määrittely

Hyötysuhde määritellään komponentin teoreettisen ja toteutuneen toiminnan suhteena, joka tunnetaan yleisesti otto- ja antotehon avulla. Hydrauliikassa tämä kokonaishyötysuhteeksi kutsuttu termi jaetaan tyypillisesti kahteen osaan: volumetriseen ja mekaanishydrauliseen, joiden tulona kokonaishyötysuhde määritellään. Näistä ensimmäinen kuvaa öljyvirtauksen vuotohäviöitä ja jälkimmäinen kitkan aiheuttamia momenttihäviöitä. Kaavoissa (1) ja (2) esitetään kyseiset hyötysuhteet hydraulipumpun tapauksessa.

$$\eta_{vol_P} = \frac{Q_P}{Q_P + Q_{loss_P}} = \frac{Q_P}{n\varepsilon V_K} \quad (1), \quad \eta_{mh_P} = \frac{T_P}{T_P + T_{loss_P}} = \frac{\varepsilon \frac{V_K}{2\pi} \Delta p}{T_D} \quad (2)$$

joissa

Q_P	on pumpun tuottama tilavuusvirta [cm^3/min].
Q_{loss_P}	on pumpun yhteenlasketut tilavuusvirtahäviöt [cm^3/min].
n	on pyörimisnopeus [r/min].
ε	on suhteellinen ohjauskulma [-].
V_K	on kierrostilavuus [cm^3/r].
T_P	on pumpun tarvitsema vääntömomentti [Nm].
T_{loss_P}	on pumpun yhteenlasketut momenttihäviöt [Nm].
Δp	on paine-ero [Pa].
T_D	on käyttömoottorin tuottama vääntömomentti [Nm].

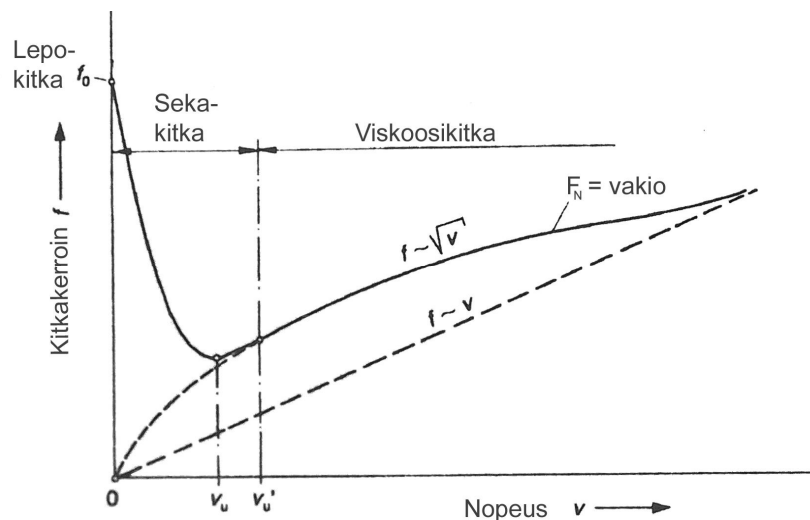
Kaavan (1) osoittajana on pumpun tuottama tilavuusvirta, jota verrataan nimittäjän teoreettiseen arvoon. Tilavuusvirtaa voidaan siis kasvattaa suurentamalla akselin pyörimisnopeutta ja ohjauskulmaa. Mekaanishydraulinen hyötysuhde (2) määritellään vastaavasti käyttömoottorilta otetun momentin ja pumpun siitä tuottaman paineen

avulla. Tarvittu momentti siis riippuu halutusta paine-erosta ja käytetystä ohjauskulmasta. Vaikka (1):stä puuttuukin paine-eron ja (2):sta pyörimisnopeuden huomioiva termi, tämä ei tarkoita sitä, että ne olisivat merkityksettömiä ajateltaessa tietyn toimintapisteen hyötysuhteita. Oleellista onkin ymmärtää hyötysuhteiden laskentatavan ja niiden suuruuteen vaikuttavien tekijöiden välinen käsite-ero. Näitä tekijöitä tullaan esittelemään myöhemmin tässä luvussa sekä havainnollistavia mittaustuloksia luvussa 7.

3.2. Häviöiden taustalla olevia ilmiöitä

3.2.1. Kitkat

Hydraulisten komponenttien momenttihäviöt aiheutuvat erilaisista kitkavoimista. Kuvassa 5 on esitetty liikkuvan ja paikallaan pysyvän pinnan välinen kitkakerroin, kun väliaineena on öljy. Tilanteen voidaan ajatella kuvaavan esimerkiksi hydraulipumpun sylinteriryhmän ja jakolevyn (kuvan 7 kohta B) välistä kitkaa, jolloin vaaka-akselin nopeus olisi verrannollinen dieselmoottorin pyörimisnopeuteen.



Kuva 5. Kitkakerroin nopeuden funktiona. Muokattu [15, s.43]

Nopeudella $v = 0$ kitkakerroin saa lepokitkaksi kutsutun arvon f_0 . Lähestyttäessä nopeutta v_u Coulombin kitkan (kuivakitka) osuus kokonaiskitkasta pienenee nopeasti ja samalla viskoosikitkan osuus alkaa kasvaa. Nopeudella v_u saavutetaan kitkakertoimen minimiarvo, ja kun $v = v_u'$ Coulombin kitkan vaikutus on kokonaan loppunut. Viimeksi mainitun nopeuden alapuolella olevaa aluetta sanotaan sekakitkaksi, jolloin osat vielä ovat kosketuksissa toisiinsa, mikä aiheuttaa kulumista. Kun $v > v_u'$, toimitaan täysin viskoosikitkan alueella, jonka alkuosalla kitkakerroin on suoraan verrannollinen nopeuden neliöjuureen, mutta nopeuden kasvaessa se alkaa lähestyä lineaarista yhteyttä. Kuvan tilanteessa viskositeetti ja kuormittava voima ovat vakioita.[15, s.43]

Esimerkin vuoksi voidaan määrittää luvun alussa kuvatussa välissä syntyvä viskoosikitkan aiheuttama häviömomentti (3), kun raon korkeus oletetaan vakioksi ja

voiman vaikutusalue, lähteestä poiketen, on täyden ympyrän pinta-ala $A_F = \pi r_F^2$. [15, s. 144–146]

$$T_{loss_visc} = 2A_F \mu \frac{n}{h_{gap}} \quad (3)$$

jossa

μ	on nesteen dynaaminen viskositeetti [Ns/m ²].
A_F	on voiman vaikutusalue [m ²].
r_F	on voiman vaikutusalueen säde [m].
h_{gap}	on raon korkeus [m].

Huomataan, että häviömomentin suuruuteen vaikuttavia käyttötilanteessa muuttuvia tekijöitä ovat öljyn viskositeetti, pyörimisnopeus ja voiteluvälyksen korkeus. Luvussa 3.3 selvitettävien rakenteellisten syiden vuoksi näistä viimeinen ei kuitenkaan ole vinolevyypumpulla vakio, vaan vaihtelee tavallisesti 5–10 µm:n välillä. Todellisen momentin laskemiseksi onkin ratkaistava Reynoldsin osittaisdifferentiaaliyhtälö ([15, s.27]). [15, s.144–146]

3.2.2. Vuodot

Edellä mainittuja välyksiä on kaikissa syrjäytysperiaatteella toimivissa komponenteissa. Niiden tehtävänä on muun muassa erottaa tiivisteen tavoin eri painetasoja komponentin sisällä sekä mahdollistaa hydrostaattinen ja -dynaaminen laakerointi. Keskittymättä tiettyyn välykseen tai komponenttiin, voidaan yleistäen todeta, että niiden korkeus vaihtelee 1:stä 50 mikrometriin. Tämän perusteella taas raoissa tapahtuva virtaus voidaan olettaa laminaariseksi. [15, s.24–25]

Virtauksen ollessa laminaarista eli kerrosmaista sen kaikki nestehiukkaset liikkuvat samaan suuntaan ja virtaushäviöt kasvavat lineaarisesti, minkä vuoksi mitoitettaessa järjestelmän putkia virtaus pyritään pitämään kuvatuslaisena. Virtaus voi olla myös turbulენტista, jolloin häviöt kasvavat eksponentiaalisesti nopeuden funktiona. [21, s. 43] Kun oletetaan, että

- toimitaan pienillä Reynoldsin luvuilla ([21, s.43]), jolloin nesteen massa voidaan jättää huomioimatta
- väliaine on kokoonpuristumatonta
- virtausnopeus on vakio ja vaikuttaa vain välyksen pituussuunnassa
- paine ei muutu raon korkeuden funktiona sekä
- lämpötila ja raon korkeus ovat vakioita

voidaan vuoto määritellä yhtälön (4) mukaisesti.

$$Q_{loss_lam} = \frac{b_{gap} h_{gap}^3 \Delta p}{12 \mu L_{gap}} \quad (4)$$

jossa

b_{gap}	on välyksen leveys [m]
L_{gap}	on välyksen pituus [m]

[15, s.25–29]

Kaavassa (4) on erityisesti huomioitavaa, että nyt korkeampi rako lisää häviöitä, päinvastoin kuin viskoosikitkan yhtälössä (3). Lisäksi vuotoihin vaikuttavat välyksen pään paine-ero ja väliaineen viskositeetti. Välyksen mitoitus onkin aina jonkinlainen kompromissi häviömomentin ja -virtauksen välillä.

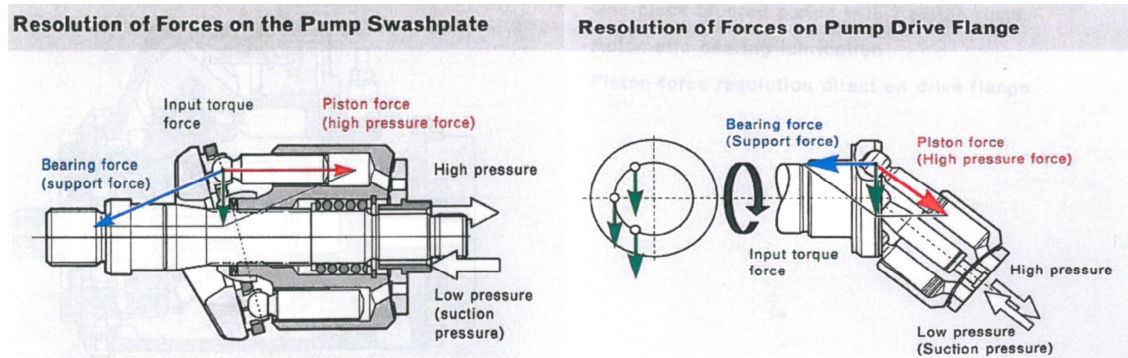
3.3. Komponentin tyyppi

Vaikka hydraulikomponenttityyppejä on lukuisia erilaisia, niin käytännössä ajovoimansiirroissa käytetään lähes yksinomaan mäntäkoneita. Tämä on pääosin seurausta niiden korkeista käyttöpaineista, suhteellisen kompaktista koosta ja hyvistä kierrostilavuuden säätömahdollisuuksista.

Radiaalimäntäkomponentteja voidaan ajovoimansiirroissa käyttää oikeastaan vain moottoreina. Työkoneiden pumppukäyttöön niiden suurimmat sallitut pyörimisnopeudet ovat liian alhaisia. Tällöin tarvittaisiin erillinen alennusvaihe, joka heikentäisi hyötysuhdetta ja veisi usein rajallista asennustilaa. Lisäksi, vaikka radiaalipumppujen kierrostilavuutta voidaankin säätää esimerkiksi muuttamalla pumppurenkaan ja sylinteriryhmän epäkeskisyyttä ([21, s.114]), ei tälläkään tavoin saada tilavuusvirran suuntaa muutettua. Ajovoimansiirroissa kyseinen ominaisuus taas on välttämätön, sillä pumppuohjatussa järjestelmässä ei koneen liikesuunnanvaihtoa pystytä muuten toteuttamaan. Moottorikäytössä kohtisuoraan akseliin nähden sijoitetut männät taas ovat toimiva ratkaisu, koska tällä tavoin saavutetaan muun muassa paremmat käyntiinlähtöominaisuudet. Suunnanmuutostakaan ei tarvitse tehdä enää moottorissa, kun pumpun tyyppi valitaan oikein. Lisäksi radiaalimäntämoottoreita on saatavilla huomattavasti suuremmissa kokoluokissa kuin, jos männät asetetaan pyörivän akselin kanssa yhdensuuntaisesti, [22] ja [23].

Aksiaalimäntäkomponentteja on kahta päätyyppiä: vinolevy ja -akseli. Jälkimmäisen etuna on parempi kokonaishyötysuhde myös matalammilla paineilla ja pienemmillä säätökulmilla [19, s.33]. Ero aiheutuu tavasta, jolla akselia pyörittävä momentti välitetään hyödylliseksi nestettä paineistavaksi voimaksi, ja toisaalta siitä miten suuri osa hukataan esimerkiksi mäntiin kohdistuvien sivuttaisvoimien kumoamiseen. Kuvassa 6 esitetään käyttömoottorilta tulevan momentin jakautuminen edellä esitetyiksi komponenteiksi sekä vinolevy- että vinoakselipumpussa.

Kuvassa 6 oikealla nähtävässä vinoakselipumpussa mäntää tukeva voima välitetään suoraan pumpun laipan kautta pyörittävälle akselille. Ratkaisun etuna on, että mäntiin ei kohdistu juurikaan niitä sivuittain kuormittavia voimia, koska ne kiinnittyvät suoraan laippaan. Tämän vuoksi sylinteriryhmän pyörittämiseen tarvittava momentti on pienempi kuin saman kuvan vasemmalla puolella esitetyssä vinolevypumpussa, jossa voimien vaikutuspiste ei sijaitse käyttömoottorin akselin jatkeella. Vinolevy pystyy ottamaan vastaa vain tukivoiman (kuvassa support force) männän suuntaisen komponentin, jolloin radiaalikomponentti täytyy välittää männän kautta sylinteriryhmään, minkä vuoksi häviöt kasvavat. [15]



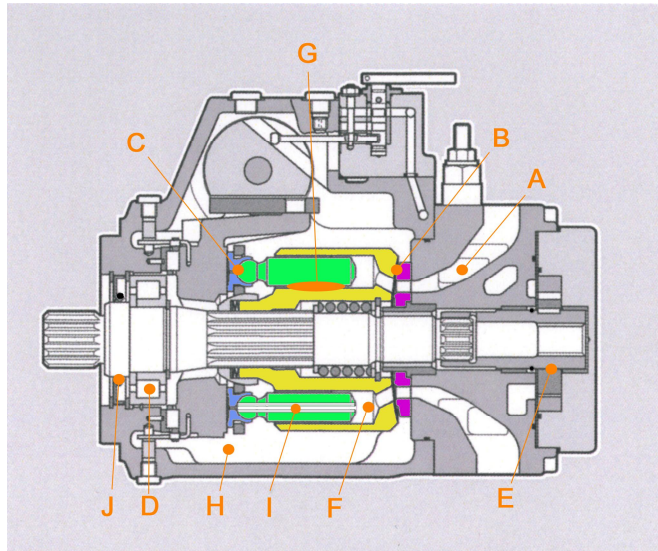
Kuva 6. Voimien jakautuminen vinolevy- ja vinoakselipumpuissa.[24]

Edellä mainittujen radiaalivoimien vaikutuksesta vinolevypumppujen männät eivät ole käytön aikana täysin yhdensuuntaisia sylinteriryhmän kanssa, minkä vuoksi tarvitaan hyvin suunniteltu hydraulinen laakerointi estämään metallipintojen suora kosketus ja kulumisen sekakitkan alueella. Kappaleessa 4.3 esiteltävä POLYMOD-malli perustuu juuri näissä voiteluraoissa tapahtuvien häviöiden mallintamiseen. Lisäksi radiaalivoimat rajoittavat suurinta mahdollistaa säätökulmaa, joka vinolevypumpuilla jää usein $\pm 18^\circ$:seen, kun vinoakselisilla voidaan päästä aina 28° :seen saakka. [15]

Vaikka vinolevypumppujen kokonaishyötysuhde onkin pienempi, niiden käyttöä hydrostaattisissa ajovoimansiirroissa voidaan perustella esimerkiksi mahdollisuudella läpimenevään akseliin. Työlaitteille ei ole järkevää tuottaa hydraulista tehoa samalla komponentilla kuin renkaille, joten tarvitaan toinen pumppu, jolle luonnollinen sijoituspaikka löytyy suoraan dieselmoottorin akselilta. Kääntyväakselista pumppua käytettäessä mahdolliset ratkaisut olisivat paljon monimutkaisempia. Toinen vinolevyrakenteen hyöty ovat nopeammat vasteajat, sillä säätökulman muuttuessa liikkuva massa on huomattavasti pienempi sylinteriryhmän pysyessä paikallaan. Kattavampi vertailu on löydettävissä lähteen taulukosta 4-3. Kummallakin pumpputyypillä voidaan liikutettavaa massaa pyrkiä pienentämään esimerkiksi käyttämällä onttoja mäntiä. Tällöin kuollut tilavuus kuitenkin kasvaa, mitä on pyritty kompensoimaan muovitäytteillä tai hitsaamalla mäntään uusi päätylaippa. [15] Kevyestä männästä on etua - pumpun säätönopeuden lisäksi - erityisesti suurilla nopeuksilla, jolloin pienempi hitausvoima mahdollistaa nopeammat muutokset käyttömoottorin pyörimisnopeudessa.

Kuvassa 7 on merkittynä vinolevypumpun häviöiden syntymispaikat. Volumetrisiä häviöitä aiheutuu pumpun imupuolella kohdassa F kavitaation vaikutuksesta, jos sylinteri ei täyty kunnolla, vaan mukaan sekoittuu ilmakuplia. Männän läpi poratun kanavan I tarkoituksena on johtaa puristuksessa syntyvä paine vinolevyn ja liikutason väliseen laakerointiin, jolloin saadaan hieman pienennettyä laakerin rasiutusta ja kulumista [15]. Samalla kuitenkin menetetään pieni osa tilavuusvirrasta. Väleissä B (jakolevy/sylinteriryhmä), C (liikutaso/vinolevy) ja G (mäntä/sylinteriryhmä) syntyy sekä volumetrisiä että mekaanishydraulisia häviöitä. Voidaan sanoa, että näistä toisen pienentyessä toinen kasvaa. Sillä mitä enemmän virtausta raoissa kulkee, sitä parempaa on niiden voitelu, jolloin kitkavoimat pienenevät. Koska tilavuus H on käytön aikana

täynnä öljyä, aiheutuu sylinteriryhmän pyörittämistä vastustava viskoosikitkavoima, joka esiteltiin kappaleessa 3.2.1. Lisäksi kitkojen aiheuttamia momenttihäviöitä syntyy liuku- ja rullalaakerissa (kohdat E ja D) sekä J-kohdan tiivistyksessä. Ulostuloportissa A pumpun tuottama paine alenee virtausvastuksen vuoksi. Tämänkaltaisen häviö lasketaan yleensä mekaanishydrauliseksi.



Kuva 7. Vinolevypumpun häviöitä aiheuttavat raot ja pinnat. Muokattu. [24]

Bakerin ja Ivantysynovan [25] mukaan Baker on havainnut opinnäytetyössään [26], että 60–70 % voiteluväleissä syntyvistä häviöistä on peräisin sylinteriryhmän ja jakolevyn välisestä hukkatehosta: kuvan 7 rako B. He ehdottavat, että sorvaamalla toiseen kyseessä olevaan pintaa sinimuotoinen mikroprofiili, voidaan häviöitä pienentää toimintapisteestä riippuen 2–10 %. Suurimmat parannukset saavutetaan säätökulman ja painetason ollessa pieniä. Lisäksi mikroprofiilipintainen jakolevy kului vähemmän sisäänajovaiheessa kuin perinteisellä tavalla koneistettu. [25]

3.4. Paine

Kuten tässä työssä aiemmin on todettu pumpun painetason nosto lisää volumetrisia häviöitä, koska virtaukset sisäisten tilavuuksien välillä kasvavat. Näiden vuotojen kasvaminen parantaa komponentin sisäistä voitelua, jolloin momenttihäviöt pienenevät. Mikäli koneen nopeus halutaan pitää vakiona, tilavuusvirran muutosta on mahdollista kompensoida kasvattamalla pumpun säätökulmaa tai dieselmoottorin pyörimisnopeutta. Tällöin pumpun ottama teho kuitenkin kasvaa suoraan paineen mukana. Jos oletetaan, että paineen nostotarve on peräisin reitillä olevasta ylämäestä, on tehdyn työn kannalta yhdentekevää kuljetaanko se nopeasti suurella teholla vai hitaasti pienellä. Mutta kuvassa 2 nähtävä SFC-kartta osoittaa, että polttoainetta kuluu vähemmän, jos toimitaan mahdollisimman lähellä maksimimomenttia. Pelkästään tältä kannalta ajateltuna on siis parempi säilyttää liikenopeus ja nousta mäen päälle nopeasti suurta tehoa käyttäen.

Paine vaikuttaa hydraulipumppeihin edellä kuvatun lisäksi myös muulla tavoin. Etenkin suurilla arvoilla komponentin sisäinen geometria saattaa muuttua, mikä luonnollisesti vaikuttaa sen ominaisuuksiin. Tällöin välykset yleensä kasvavat, jolloin vuodot lisääntyvät. Tietyissä pumpputyypeissä tätä voidaan kompensoida käyttämällä esimerkiksi hydraulisesti asettuvia päätylevyjä. Näitä ei kuitenkaan voida hyödyntää ajovoimansiirtojen mäntärakenteissa. [21, s.94]

3.5. Käyttömoottorin pyörimisnopeus

Pumppua pyörittävän moottorin nopeus vaikuttaa luonnollisesti kummankin komponentin ominaisuuksiin ja siten myös hyötysuhteeseen. Dieselmoottorin momentin tuottokyky on kierrosnopeudesta riippuvainen. Tyypillisesti se laskee lähestyttäessä suurempia pyörimisnopeuksia ja romahtaa lähellä maksimia. Kuvasta 2 voidaan huomata, että samalla yhden kilowatin tehon tuottamiseen tarvitaan suurempi määrä polttoainetta. Polttoainetalouden kannalta onkin edullisempaa käyttää mahdollisimman pieniä kierroksia, jolloin hydraulipumpun säätökulma kannattaa kasvattaa suureksi ennen dieselmoottorin asetusarvon muuttamista.

Pyörimisnopeuden kasvattaminen lisää hydraulipumpun momenttihäviöitä, tämä voidaan todeta jakolevyn ja sylinteriryhmän tapauksessa kaavasta (3). Mekaanishydrauliseen hyötysuhteeseen nopeuden vaikutus on merkittävä, kun toimitaan pienillä paineilla, jolloin voitelu ei ole parhaimmillaan. Kierrosten kasvattamisella ei ole juurikaan vaikutusta tilavuusvirtahäviöihin, sillä vuodot ovat verrannollisia vain paineeseen esimerkiksi kaavan (4) mukaan. Kun samaan aikaan tuotettu virtaus kasvaa, volumetrinen hyötysuhde paranee, mikä kompensoi mekaanishydraulisen hyötysuhteen vaikutusta tehohäviöihin. Dieselmoottorin pyörimisnopeuden vaikutus pumpun kokonaishyötysuhteeseen onkin varsin pieni [27, s.29].

3.6. Pumpun kierrostilavuus ja säätökulma

Yhdellä akselin kierroksella, liitäntöjen paine-eron ollessa 0 baaria, saatavaa öljymäärää kutsutaan pumpun kierrostilavuudeksi [21, s.94]. Sen suurentuessa kasvavat myös siihen liittyvät tilavuudet, joista neste ei kuitenkaan koskaan virtaa työliitäntöihin. Niiden summaa nimitetään kuolleeksi tilavuudeksi. Yhdessä edellä mainitut sisältävät öljymäärän, joka täytyy paineistaa yhden kierroksen aikana. Mitä suurempi se on, sitä enemmän syntyy kokoonpuristumisen aiheuttamia tilavuusvirtahäviöitä.

Valmistajien luetteloihin on yleensä merkitty geometrinen kierrostilavuus, joka vastaa paremmin edellä mainittua kierroksen aikana paineistuvaa tilavuutta. Standardi [28] esittelee pumpun laskennallisen kierrostilavuuden määrittämiseen tarvittavat mittaukset. Näiden lisäksi Toet [29] on kehittänyt oman menetelmänsä tämän suureen selvittämiseksi. Ivantysynovan mukaan jokainen näistä aiheuttaa epätarkkuuksia hyötysuhteiden määrittämiseen [30]. Tärkeintä onkin tiedostaa eri tavoista aiheutuvat erot

ja ilmoittaa miten esitetyt arvot on laskettu. Tässä työssä on käytetty valmistajan ilmoittamaa arvoa.

Muuttuvatilavuuksisilla pumpuilla säätökulman vaikutus vuotovirtaukseen on hyvin pieni. Tähän ovat syynä samat tekijät kuin pyörimisnopeudenkin yhteydessä. Tämä käy ilmi myös Karenin diplomityön mittauksista [31, s.89–90]. Samassa työssä momenttihäviötkin vaihtelevat vain hyvin vähän alle 60 %:n ohjauksilla ja vasta todella lähellä maksimia ne alkavat kasvaa merkittävästi. Kasvunopeus on voimakkaasti riippuvainen tavoitepaineesta: paineen kasvu moninkertaistaa häviöt täydellä ohjauksella. [31, s.94–95] Samalla momenttia vaaditaan enemmän, joten hyötysuhde ei reagoi aivan yhtä huomattavasti. Syy häviöiden jyrkkään kasvamiseen saattaa olla luvussa 3.3 esitetty vinolevypumpun rakenne, joka etenkin säätökulman suurentuessa kohdistaa aina vain merkittävämpiä voimia sylinteriryhmän ja männän välille.

3.7. Nesteen viskositeetti

Tärkein hydraulijärjestelmässä käytettävän öljyn ominaisuus on sen viskositeetti, joka kuvaa sen virtausvastusta. Sen arvo ei kuitenkaan ole vakio, vaan riippuu lämpötilasta. [32] Tämän vuoksi oikean väliaineen valinta on erityisen tärkeää juuri liikkuviin työkonisiin, jotka etenkin Suomessa joutuvat toimimaan hyvin erilaisissa lämpötiloissa.

Tyypillisesti öljyvalmistajat ilmoittavat tuotteensa kinemaattisen viskositeetin lämpötilan funktiona. Kuitenkin muun muassa luvussa 4.2 esiteltävässä Kahden käyrän mallissa käytetään dynaamista viskositeettia, joka huomioi myös nesteen tiheyden. Koska tiheys on massan ja tilavuuden osamäärä, on dynaaminenkin viskositeetti riippuvainen vain lämpötilasta, kun massa oletetaan vakioksi ja tilavuus muuttuu vain lämpötilan funktiona. Edellä kuvattu päättely esitetään kaavassa (5). Paineen vaikutus voidaan alle 400 baarin paineella olettaa merkityksettömäksi.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \Leftrightarrow \mu = \nu * \frac{m}{V} \Rightarrow \mu(T) = m \frac{\nu(T)}{V(T)} \quad (5)$$

jossa

ν on kinemaattinen viskositeetti [m^2/s].

ρ on nesteen tiheys [kg/m^3].

T on lämpötila [K].

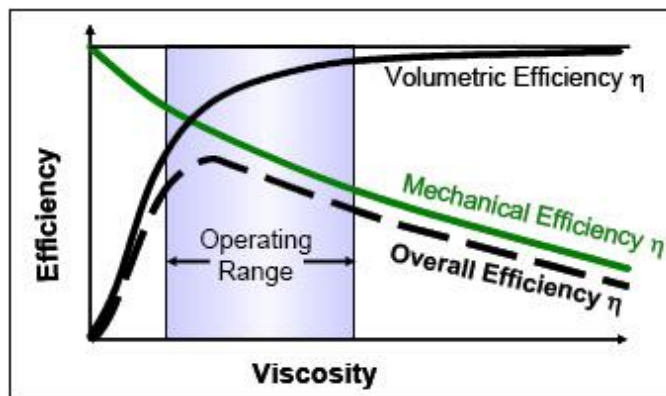
[21, s. 39–42]

Koska sekä kinemaattinen viskositeetti että tilavuus pienenevät lämpötilan laskiessa, dynaamisen viskositeetin muutos riippuu edellisten muutosnopeuksista. Voidaan osoittaa, että jos mineraaliöljyn tiheytenä käytetään arvoa $900 \text{ kg}/\text{m}^3$, niin tilavuuden muutos vaikuttaa selvästi kinemaattista viskositeettia vähemmän, jolloin dynaaminen viskositeetti laskee lämpötilan pudotessa. [33, s. 275–276]

Viskositeetin muuttuminen vaikuttaa myös pumpun hyötysuhteeseen. Mikäli virtausvastus on alhaisen lämpötilan vuoksi liian suuri, imukanavasta tulevan öljyn määrä on pienempi kuin sylinterin tilavuus, jolloin mukaan sekoittuu ilmaa. Joutuessaan korkeapainepuolelle tämä ilma aiheuttaa kokoon painumisensa yhteydessä metallin

väsymistä, ja volumetrinen hyötysuhde huononee sylinterin alhaisen täyttöasteen vuoksi. Öljyn huono juoksevuus hidastaa myös toimilaitteiden liikkeitä, mikä tuottavuuden heikentymisen lisäksi saattaa aiheuttaa jopa vaaratilanteita. Jos viskositeetti laskee liian alhaiseksi, hydrodynaaminen voitelu heikkenee ohuen kalvon vuoksi, jolloin metallipinnat pääsevät kuluttamaan toisiaan. Tästä aiheutuva kuluminen keskittyy usein juuri niille alueille, jotka ovat kriittisiä volumetrisen hyötysuhteen kannalta. Pahimmillaan pumppua pitää tällöin kuormittaa kovemmin halutun virtauksen aikaansaamiseksi, jolloin öljy lämpenee alentaen viskositeettia ja kiihdyttäen näin kulumista. [34]

Kuvassa 8 nähdään edellä kuvattu viskositeetin vaikutus hyötysuhteisiin. Komponenttien valmistajat määrittelevät lähes aina tuotteidensa sallitun viskositeettialueen, joka kuvassa on merkitty sinisellä. Kun tiedetään sovelluksen matalin käynnistys- ja korkein toimintalämpötila, voidaan kaikkien toimilaitteiden kyseinen alue huomioon ottaen valita sopivin öljy. Tämä voidaan suorittaa muun muassa Temperature Operating Window - tai Alternate TOW -menetelmällä (TOW ja ALTOW), jotka Michael et al. kuvaavat julkaisussaan. [34]



Kuva 8. Viskositeetin vaikutus hydraulipumpun hyötysuhteisiin. [35]

Mobilekoneet toimivat erittäin vaihtelevissa olosuhteissa, mutta viskositeetin tulisi silti pysyä haluttujen arvojen välissä. Tätä ei käytännössä pystytä saavuttamaan ilman moniasteöljyjä, joiden koostumus mahdollistaa erilaisen riippuvuuden matalissa ja korkeissa lämpötiloissa. Viskositeetin muutosnopeutta lämpötilan funktiona kutsutaan viskositeetti-indeksiksi, jonka suuri arvo kertoo viskositeetin vähäisestä muuttumisesta. Mikäli mikään saatavilla olevista öljyistä ei täytä ympärivuotisen toiminnan viskositeettivaatimuksia, tulisi järjestelmän väliaine vaihtaa sopivampaan esimerkiksi vuodenaikojen mukaan. [34] Herzog et al. esittävät laskelmia, joiden mukaan oikean öljyn valinnalla voidaan polttoainekustannuksissa säästää noin 20 % tavalliseen yksiasteöljyyn verrattuna. [32]

3.8. Ohjausjärjestelmä

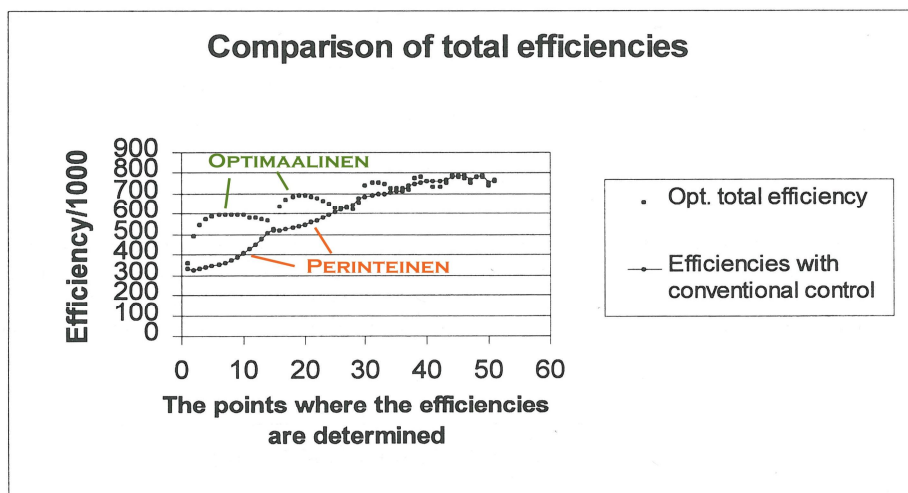
Kaikki tässä luvussa aiemmin esiteltyt asiat luonnollisesti vaikuttavat lopulliseen hyötysuhteeseen, mutta suurin etu saavutetaan kuitenkin älykkäällä ohjausjärjestelmällä.

Sen tehtävänä on määritellä jokaiseen käyttötilanteeseen paras mahdollinen toimintapiste. Käytännössä huomioon on otettava muitakin tekijöitä kuin pelkkä polttoainetalous, näistä voidaan mainita dieselmoottorin päästöt ja käyttäjäkokemus. Esimerkiksi painettaessa kaasupoljinta käyttäjä odottaa tietynlaista kiihtyvyyttä, mikä saattaa olla ristiriidassa muiden edellä mainittujen asioiden kanssa. Seuraavaksi esiteltävät säätötavat painottuvat kuitenkin hyötysuhteen optimointiin.

Tavanomainen ratkaisu hydraulipumpun ja -moottorin säätökulman ohjaukseen on seuraavanlainen: Liikkeelle lähdettäessä moottori kulma pidetään maksimissa suuren vetovoiman takaamiseksi, ja nopeutta kasvatetaan pumpun kulman avulla. Kun se saavuttaa suurimman arvonsa tai dieselmoottorin teho ei enää riitä, pienennetään hydraulimoottorin kierrostilavuutta, jolloin nopeus jälleen kasvaa, mutta vetovoima pienenee. Käyttömoottorin pyörimisnopeus pidetään vakiona. Tällainen ohjaustapa on hyvin yksinkertainen toteuttaa, mutta se ei ole optimaalinen hyötysuhteen kannalta [36].

Nikkilä et al. [36] ovat tutkineet simuloimalla kahden pumpun ja summavaihteeseen yhdistettyjen kahden moottorin muodostaman järjestelmän hyötysuhdetta. Kuvassa 9 nähdään tutkimustulokset hyötysuhteen osalta edellä esitetyllä perinteisellä ja optimaalisella ohjauksella. Jälkimmäinen on määritelty komponenttien hyötysuhdekarttojen perusteella, joissa käytetään muuttujina pyörimisnopeutta, painetasoa ja säätökulmaa. [36] Julkaisussa ei ilmeisesti ole huomioitu dieselmoottorin kulutusta, mikä voi vaikuttaa ratkaisevasti tulosten käytännön soveltamiseen.

Kuvan 9 perusteella voidaan todeta, että tutkitun järjestelmän hyötysuhde vaihtelee välillä 30–80 %, ja etenkin vajaalla kuormituksella (pisteet 1–15) sitä voidaan kasvattaa lähes 60 %:iin [36]. Vaikka tutkimus on hyvin teoreettinen, siitä voidaan päätellä, että ajovoimansiirtojen oikeanlaisella ohjauksella on mahdollista saavuttaa merkittäviä säästöjä hyötysuhteen parantumisen kautta. On kuitenkin muistettava, että vaikka hyötysuhdetta saadaankin kasvatettua huomattavasti, säästynyt polttoainemäärä voi jäädä pieneksi johtuen pienestä kulutetusta tehosta. Kahden prosentin säästö maksimiteholla voi helposti hyödyttää enemmän kuin kymmenkertainen parannus lähellä tyhjäkäyntikulutusta.



Kuva 9. Kokonaishyötysuhde eri toimintapisteissä perinteisellä ja optimaalisella ohjauksella. Muokattu. [36]

Myös Fonselius [27] on tutkinut säätötavan vaikutusta järjestelmän hyötysuhteeseen. Hänen mukaansa seuraavat seikat ovat olennaisia pyrittäessä optimoimaan ajovoimansiirron hyötysuhdetta:

- Pumpun ohjauskulma on kasvatettava maksimiarvoonsa mahdollisimman nopeasti.
- Painetason tulisi olla noin puolet suurimmasta sallitusta arvosta.
- Moottorin ohjauskulma pitäisi asettaa noin 50 %:iin.
- Lisäksi on huomioitavaa, että pyörimisnopeus ei juuri vaikuta pumpun hyötysuhteeseen.

Näiden seikkojen perusteella hän on virittänyt adaptiivisen säätäjän, joka muistuttaa muuten tämän luvun alussa kuvattua perinteistä ohjausta, mutta nyt myös dieselmoottorin pyörimisnopeutta muutetaan vallitsevan paine-eron mukaan. [27, s. 45–48]

Fonseliuksen esittämät tulokset osoittavat, että adaptiivinen säätö on merkittävästi perinteistä parempi pienillä kuormituksilla. Muissa toimintapisteissä se ei olennaisesti paranna hyötysuhdetta, vaikka onkin käytännössä aina verrokkia taloudellisempi ratkaisu. [27, s. 59–66] Tässäkään tutkimuksessa esitetyt hyötysuhteen arvot eivät sisällä dieselmoottorin kulutustietoa. Käytetty simulointimalli on kuitenkin verifioitu oikealla järjestelmällä myös hyötysuhteiden osalta käyttäen tavanomaista ohjaustapaa.

Koska nykyaikaisten common rail -dieselmoottorien ruiskutusmäärää voidaan säätää erittäin nopeasti ja lähes vapaasti, pyörimisnopeuden muuttaminen on varteenotettava tapa vaikuttaa järjestelmän hyötysuhteeseen. Konevalmistajat eivät kuitenkaan hyödynnä tätä mahdollisuutta, vaan yleinen toteutustapa on käyttää matalampaa vakiopyörimisnopeutta liikuttaessa ja korkeampaa työskenneltäessä. Aihetta ei myöskään ole tutkittu tarkemmin, vaan usein käyttömoottorin kuluttama polttoaine jätetään tarkastelujen ulkopuolelle. Tämä on merkillistä, sillä loppujen lopuksi hyötysuhdetta optimoitaessa on tarkoituksena säästää juuri dieseliä. Toisaalta olisi myös tutkittava, miten jatkuva pyörimisnopeuden muuttaminen vaikuttaa kulutukseen.

4. HYÖTYSUHDEMALLIT

Hydraulisten komponenttien häviöitä on mallinnettu jo 1940-luvulta alkaen. Tämän luvun tarkoituksena on tarjota katsaus menetelmien kehitykseen lähtien yksinkertaisista vakioimalleista ja päätyen modernimpiin funktioita hyödyntäviin tekniikoihin. Lopuksi esitellään työkonene ohjausjärjestelmään toteutettu hyötysuhteiden laskentatapa.

4.1. Kerroinmallit

Tässä kappaleessa esitellään perinteisempiin menetelmiin perustuvia malleja, joiden lähtökohtana on usein käytetty tietystä ilmiöstä johtuvien häviöiden kuvaamista omalla kantafunktiollaan. Nämä funktiot perustuvat lähes aina johonkin fysikaaliseen ilmiöön ja niitä skaalataan sopivalla häviökertoimella. Tämän kertoimen määrittämisessä saatetaan tyytyä yhteen vakioarvoon, mutta haluttaessa tarkempaa mallia sitä voidaan myös muuttaa esimerkiksi toimintapisteen funktiona. Tällöin alkuperäinen, suhteellisen yksinkertainen, malli tosin muuttuu monimutkaisemmaksi.

4.1.1. Wilson

Karenin [31] mukaan Warren Wilson [37] oli ensimmäinen, joka mallinsi hydraulipumppujen ja -moottorien häviöt. Hän jakoi tilavuusvirran häviöt kahteen osaan, joista laminaariset vuodot ovat merkittävämmässä roolissa. Toinen osa koostuu vakiona pysyvistä häviöistä. Wilsonin mallissa pumpun tuottama tilavuusvirta määritellään kaavalla (6)

$$Q_P = \varepsilon V_K n - C_S \frac{V_K \Delta p}{2\pi \mu} - Q_R \quad (6)$$

jossa

C_S on laminaarivuodon häviökerroin [-].

Q_R on vakiovuotovirta [cm^3/min].

[37, katso 30]

Yllä olevassa kaavassa ensimmäinen osa kuvaa pumpun teoreettista tuottoa, toinen osa laminaarista vuotoa ja kolmas vakiona pysyvää vuotoa. Laminaarivuotoihin liittyvää teoriaa esiteltiin aiemmin kappaleessa 3.2.2. Vakiohäviöihin on luettu pumpun imuaukon paineen laskusta (kuva 7 kohta F) ja nesteiden paineistuksesta painelinjan tasolle aiheutuvat tilavuusvirran menetykset. Termi on luonnollisesti vain oletettu vakioiksi ja itse asiassa se muuttuu muun muassa paineen ja viskositeetin funktiona. Sen vaikutus on loppujen lopuksi melko pieni ja esimerkiksi luvussa 4.1.2 esiteltävästä Thoman mallista se on jätetty kokonaan pois. [37, katso 31]

Pumpun vaatiman momentin Wilson määritteli seuraavanlaisesti

$$T_p = \frac{\varepsilon V_K \Delta p}{2\pi} + C_f \frac{V_K \Delta p}{2\pi} + C_d \mu V_K n + T_C \quad (7)$$

jossa

C_f on Coulombin kitkakerroin [-].

C_d on viskoosikitkakerroin [-].

T_C on vakiohäviömomentti [Nm].

Tässä kaavassa ensimmäisenä on ideaalinen vääntömomentti. Tämän lisäksi pumppu kuitenkin tarvitsee lisämomenttia Coulombin kitkan ja viskoosikitkan voittamiseen sekä viimeisenä terminä oleviin vakiohäviöihin. [37, katso 31] Kitkavoimien teoriaa käytiin läpi kappaleessa 3.2.1.

4.1.2. Thoma

Thoman tilavuusvirtahäviöitä kuvaavasta yhtälöstä on jätetty pois Wilsonin käyttämä vakiovuoto, mutta sen tilalla ei ole käytetty toista häviölähdettä. Eräs mahdollisuus voisi olla turbulenttisesta virtauksesta ja nesteen kiihdytyksestä aiheutuvien häviöiden huomioiminen, kuten esimerkiksi Schlösser on Rydbergin [38, s.21] mukaan tehnyt. Pumpun tuottoa Thoma kuvaa yhtälöllä (8).

$$Q_p = \varepsilon V_K n - C_s \frac{V_K \Delta p}{2\pi \mu} \quad (8)$$

[39, katso 31]

Momenttimallinsa Thoma on suunnitellut erityisesti säätötilavuuksia pumppuja varten. Alla olevassa yhtälössä (9) kolme ensimmäistä termiä vastaavat Wilsonin mallin ideaalimomenttia, Coulombin kitkaa ja viskoosikitkaa.

$$T_p = \frac{\varepsilon V_K \Delta p}{2\pi} + C_f \frac{V_K \Delta p}{2\pi} + C_d \mu V_K n + C_h \varepsilon^3 \frac{\rho V_K^{\frac{5}{3}}}{4\pi} n^2 + \frac{V_K}{2\pi} p_c \quad (9)$$

jossa

C_h on hydrodynaaminen kitkakerroin [-].

p_c on matalapainelinjan vakiopaine [Pa].

Toiseksi viimeinen termi kuvaa hydrodynaamisia häviöitä, joiden huomioiminen tekee mallista toimivan juuri säädettäville pumppuille. Viimeinen termi kuvaa matalapainelinjan vakiohäviötä, joten se on hieman vastaava Wilsonin mallin vakiomomentin T_C kanssa. [39, katso 31]

4.1.3. Rydberg

Rydberg määritteli mallinsa 1980-luvun alussa, ja ne ovat jossain määrin koosteita aiemmista häviöiden kuvauksista. Niissä termejä on yhdistelty ja lisätty säätökulman huomioivia kertoimia. Hän on myös lisännyt joitain termejä, joilla ei ole mitään fysikaalista pohjaa, mutta ne kuvaavat muuten häviöiden käyttäytymistä.

Häviökertoimien arvot määritellään lineaarisella regressiolla. Pumpun tilavuusvirtaa ja momenttia kuvaavat yhtälöt näyttävät seuraavanlaisilta

$$Q_P = \varepsilon V_K n - a_0 \varepsilon V_K n - (a_1 + a_2 \varepsilon) V_K n \frac{\Delta p}{\beta} - a_3 \frac{V_K \Delta p}{2\pi \mu} - a_4 V_K \Delta p^2 \quad (10)$$

$$T_P = \frac{\varepsilon V_K \Delta p}{2\pi} + (b_0 + b_1 \varepsilon) \frac{V_K \Delta p}{2\pi} + (b_2 + b_3 \varepsilon) \frac{V_K p_L}{2\pi} + b_4 \frac{|p_H + \delta_{Ryd} p_L|}{1 + (\frac{n}{n_{0,Ryd}}) \gamma_{Ryd}} \frac{V_K}{2\pi} + b_5 \mu V_K n + b_6 \varepsilon^3 \frac{V_K}{2\pi} n^2 \quad (11)$$

joissa

a_0, a_1, a_2, a_3 ja a_4 ovat tilavuusvirtamallin häviökertoimet [-].

β on nesteen puristuskerroin [N/m^2].

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ ja b_6 ovat momenttimallin häviökertoimet [-].

p_H on paine korkeapainelinjassa [Pa].

p_L on paine matalapainelinjassa [Pa].

$\gamma_{Ryd}, \delta_{Ryd}$ ja $n_{0,Ryd}$ ovat pumppua kuvaavia vakioita [-]. [$n_{0,Ryd}$] = r/s.

Tilavuusvirtaa kuvaavan yhtälön (10) a_0 :lla kerrottu termi on yllämainitun, ilman fysikaalista pohjaa olevan, kaltainen. Viimeinen a_4 :llä kerrottu kuvaa välysten kasvua kuormituksen funktiona. Lisäksi mukana ovat kokoonpuristuvuuteen ja laminaarivuotoihin liittyvät termit. [38, s. 30–31]

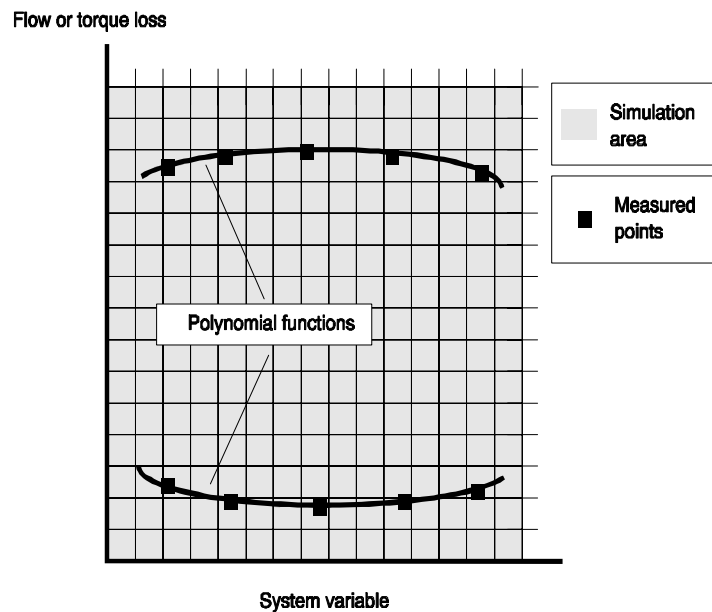
Momenttiyhtälössä (11) häviöt muodostuvat Coulombin kitkasta, viskoosikitkasta, hydrodynaamisista häviöistä ja samantyyppisestä termistä, jota Thoma käyttää matalapainelinjan häviöiden mallintamiseen. Näiden lisäksi Rydberg käyttää alun perin Hibin ja Ichikawan vakiotilavuusmoottoreille määrittämää häviötermiä, joka löytyy yhtälöstä kertoimen b_4 jälkeen. Nämä mallit on määritelty erityisesti aksiaalimäntäpumpulle, ja niitä voidaan soveltaa muun tyyppisille komponenteille vain jos oletetaan, että hydrostaattiset häviöt käyttäytyvät kaikilla pumpputyypeillä samalla tavalla. Malli ei ota huomioon öljyn viskositeetin muuttumista. [38, s. 30–31]

4.2. Kahden käyrän malli

Luvussa 4.1 kuvattujen, ja yleensäkin kaikkien, kerroinmallien ongelmana on se, että tarkkuusvaatimusten kasvaessa myös termejä tarvitaan enemmän. Huhtalan [2, s.35] mukaan tilavuusvirtayhtälössä viidellä ja momenttiyhtälössä kymmenellä termillä päästään riittäviin tuloksiin. Tällaisille malleille parametrien löytäminen on luonnollisesti todella työlästä. [2]

Kahden käyrän mallin kehittämisen lähtökohtana oli luoda matemaattinen malli, jonka määrittäminen olisi yksinkertaista: vaadittaisiin suhteellisen vähän datapisteitä, joiden ei tarvitsisi kattaa koko toiminta-aluetta. Sillä pitäisi pystyä esittämään tärkeimpien ajovoimansiirron komponenttien, eli hydraulipumpun ja -moottorin, häviöt. Tarkoituksena ei ole jakaa hyötysuhdetta heikentäviä tekijöitä erillisiin osiin, vaan kuvata häviöitä niihin vaikuttavien muuttujien funktioina. [2]

Tärkeimmiksi muuttujiksi on määritelty paine ja akselin pyörimisnopeus. Aluksi toinen näistä, esimerkiksi paine, pidetään vakiona valitussa minimiarvossa ja muutetaan pyörimisnopeutta sen minimi- ja maksimiarvojen välillä. Tämän jälkeen koe toistetaan, mutta nyt paine on säädetty suurimpaan arvoonsa. Viidellä mittauspisteellä yhtä koetta kohden saavutetaan mallille riittävä tarkkuus. Kuvassa 10 nähdään esimerkki näiden mittauksien datasta siten, että häviöt on esitetty vaihtuvan muuttujan funktiona. Ylempi käyrä voi kuvata esimerkiksi vakiona pysyvän muuttujan maksimiarvolla ja alempi minimiarvolla tehtyjä mittauksia. Seuraavaksi pyörimisnopeus pidetään vakiona ja muutetaan painetta. Tämänkin koe tehdään sekä pyörimisnopeuden pienimmällä että suurimmalla arvolla. [2]



Kuva 10. Kahden käyrän mallin periaate. [2]

Näiden mittauksien pohjalta voidaan aloittaa perusmallin luominen komponentille, jonka kierroslavuus on vakio. Vakiopainekokeilla saatujen Kahden käyrän avulla pystytään määrittelemään kuvassa 10 näkyvä tumma simulointialue: kun käyrien välissä paineen muutos oletetaan lineaariseksi, voidaan volumetrinen hyötysuhde lausua suhteellisen pyörimisnopeuden ja mitatun paineen funktiona

$$\eta_{vol_p}(n_{suht}, p_{meas}) = (\eta_{volpmax}(n_{suht}) - \eta_{volpmin}(n_{suht})) * \left(\frac{p_{meas} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \right) + \eta_{volpmin}(n_{suht}) \quad (12)$$

jossa

$\eta_{volpmax}(n_{suht})$	on maksimipaineella saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{volpmin}(n_{suht})$	on minimipaineella saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].
p_{meas}	on mitattu painetaso [bar].
p_{min}	on mittauksissa käytetty minimipaine [bar].
p_{max}	on mittauksissa käytetty maksimipaine [bar].

Tämän jälkeen käyrien alku- ja loppupäille suoritetaan skaalaus, jolloin saadaan seuraavat funktiot minimi- ja maksimipyörimisnopeudella:

$$\eta_{vol_n\ min_sca}(p_{meas}) = (\eta_{volp\ max_n\ min} - \eta_{volp\ min_n\ min}) * \left(\frac{p_{meas} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \right) + \eta_{volp\ min_n\ min} \quad (13)$$

$$\eta_{vol_n\ max_sca}(p_{meas}) = (\eta_{volp\ max_n\ max} - \eta_{volp\ min_n\ max}) * \left(\frac{p_{meas} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \right) + \eta_{volp\ min_n\ max} \quad (14)$$

joissa

$\eta_{vol_n\ max_sca}(p_{meas})$	on maksimipyörimisnopeudella määritetty skaalausyhtälö [-].
$\eta_{vol_n\ min_sca}(p_{meas})$	on minimipyörimisnopeudella määritetty skaalausyhtälö [-].
$\eta_{volp\ max_n\ min}$	on volumetrinen hyötysuhde maksimipaineella ja minimipyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volp\ min_n\ min}$	on volumetrinen hyötysuhde minimipaineella ja -pyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volp\ max_n\ max}$	on volumetrinen hyötysuhde maksimipaineella ja -pyörimisnopeudella [-].
$\eta_{volp\ min_n\ max}$	on volumetrinen hyötysuhde minimipaineella ja maksimipyörimisnopeudella [-].

Kun funktioita (12), (13) ja (14) käytetään yhdessä ja otetaan mukaan vakiopyörimisnopeusmittauksiin sovitettut polynomit, saadaan lopullinen paineen ja pyörimisnopeuden huomioiva funktio volumetriselle hyötysuhteelle.

$$\eta_{vol}(n_{suht}, p_{meas}) = (\eta_{vol\ ln\ max}(p_{meas}) - \eta_{vol\ ln\ min}(p_{meas})) * \left(\frac{\eta_{vol_p}(n_{suht}, p_{meas}) - \eta_{vol_n\ min_sca}(p_{meas})}{\eta_{vol_n\ max_sca}(p_{meas}) - \eta_{vol_n\ min_sca}(p_{meas})} \right) + \eta_{vol\ ln\ min}(p_{meas}) \quad (15)$$

jossa

$\eta_{vol\ ln\ max}(p_{meas})$	on maksimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu volumetrisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{vol\ ln\ min}(p_{meas})$	on minimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu volumetrisen hyötysuhteen yhtälö [-].

[18, s.29–30]

Mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle voidaan määrittää samanmuotoinen funktio. Tällöin lähdetään kuitenkin liikkeelle polynomeista, jotka on sovitettu pyörimisnopeus vakiona suoritettuihin mittauksiin. Näiden mittausten pohjalta koostettu funktio on seuraavanlainen

$$\eta_{mh_n}(n_{meas}, p_{suht}) = (\eta_{mh\ n\ max}(p_{suht}) - \eta_{mh\ n\ min}(p_{suht})) * \left(\frac{n_{meas} - n_{min}}{n_{max} - n_{min}} \right) + \eta_{mh\ n\ min}(p_{suht}) \quad (16)$$

jossa

$\eta_{mh\ n\ max}(p_{meas})$	on maksimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
$\eta_{mh\ n\ min}(p_{meas})$	on minimipyörimisnopeudella painetta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
n_{meas}	on mitattu pyörimisnopeus [r/min].

n_{\min} on mittauksissa käytetty minimipyörimisnopeus [r/min].
 n_{\max} on mittauksissa käytetty maksimi pyörimisnopeus [r/min].

Maksimi- ja minimipaineille määritetään skaalausfunktiot samaan tapaan kuin volumetriselle hyötysuhteellekin määritettiin funktiot (13) ja (14).

$$\eta_{mh_p\ min_sca}(n_{meas}) = (\eta_{mhn\ max_p\ min} - \eta_{mhn\ min_p\ min}) * \left(\frac{n_{meas} - n_{\min}}{n_{\max} - n_{\min}} \right) + \eta_{mhn\ min_p\ min} \quad (17)$$

$$\eta_{mh_p\ max_sca}(n_{meas}) = (\eta_{mhn\ max_p\ max} - \eta_{mhn\ min_p\ max}) * \left(\frac{n_{meas} - n_{\min}}{n_{\max} - n_{\min}} \right) + \eta_{mhn\ min_p\ max} \quad (18)$$

joissa

$\eta_{mh_pmax_sca}(n_{meas})$ on maksimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
 $\eta_{mh_pmin_sca}(n_{meas})$ on minimipyörimisnopeudella määritetty skaalaukseen käytettävä mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
 η_{mhnmax_pmin} on mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo maksimipyörimisnopeudella ja minimipaineella [-].
 η_{mhnmin_pmin} on mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo minimipyörimisnopeudella ja -paineella [-].
 η_{mhnmax_pmax} on mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo maksimipyörimisnopeudella ja -paineella [-].
 η_{mhnmin_pmax} on mekaanishydraulisen hyötysuhteen arvo minimipyörimisnopeudella ja maksimipaineella [-].

Nyt mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle saadaan paineen ja pyörimisnopeuden mukaan muuttuva lopullinen funktio

$$\eta_{mh}(n_{suht}/n_{meas}, P_{suht}) = (\eta_{mhp\ max}(n_{suht}) - \eta_{mhp\ min}(n_{suht})) * \left(\frac{\eta_{mh_n}(n_{meas}, P_{suht}) - \eta_{mh_p\ min_sca}(n_{meas})}{\eta_{mh_p\ max_sca}(n_{meas}) - \eta_{mh_p\ min_sca}(n_{meas})} \right) + \eta_{mhp\ min}(n_{suht}) \quad (19)$$

jossa

$\eta_{mhpmax}(n_{suht})$ on maksimipaineella pyörimisnopeutta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].
 $\eta_{mhpmin}(n_{suht})$ on minimipaineella pyörimisnopeutta muuttaen saatu mekaanishydraulisen hyötysuhteen yhtälö [-].

[18, s.40–42]

Mikäli mitattavan komponentin kierrostilavuuden muuttaminen on mahdollista, voidaan suorittaa vielä kaksi mittaussarjaa, joissa pyörimisnopeus pidetään tietyssä arvossa, paine asetetaan minimiin ja muutetaan ohjauskulmaa. Toisessa sarjassa käytetään maksimipainetta. Jälleen saadaan kuvan 10 kaltaiset käyrät molemmille hyötysuhteille, joiden suuruudet määritetään säätökulman suurimmalla arvolla sekä minimi- että maksimipaineella. Näiden lukujen avulla suoritetaan mittauspisteisiin

sovitettujen polynomien normalisointi, jolloin säätökulman arvolla yksi myös hyötysuhde saa arvon yksi [18, s.27]. Seuraavat funktiot esittävät tarvittavat toimenpiteet tilavuusvirtahäviöiden osalta, mutta ne pätevät sellaisenaan myös momenttihäviöille.

Säätökulmasta riippuvaa volumetrista hyötysuhdetta kuvaavat funktiot maksimi- (20) ja minimipaineilla (21) sekä niiden yhdistelmänä saatu säätökulman vaikutusta mallintava funktio (22)

$$\eta_{volpmax_sca}(\varepsilon) = \frac{\eta_{volpmax}(\varepsilon)}{\eta_{volpmax}(1)} \quad (20)$$

$$\eta_{volpmin_sca}(\varepsilon) = \frac{\eta_{volpmin}(\varepsilon)}{\eta_{volpmin}(1)} \quad (21)$$

$$\eta_{vol}(\varepsilon, p_{meas}) = (\eta_{volpmax_sca}(\varepsilon) - \eta_{volpmin_sca}(\varepsilon)) * \left(\frac{p_{meas} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \right) + \eta_{volpmin_sca}(\varepsilon) \quad (22)$$

joissa

$\eta_{volpmax_sca}(\varepsilon)$ on volumetrisen hyötysuhteen skaalattu yhtälö maksimipaineella [-].

$\eta_{volpmax}(\varepsilon)$ on maksimipaineella saatu volumetrisen hyötysuhteen yhtälö [-].

$\eta_{volpmin_sca}(\varepsilon)$ on volumetrisen hyötysuhteen skaalattu yhtälö minimipaineella [-].

$\eta_{volpmin}(\varepsilon)$ on minimipaineella saatu volumetrisen hyötysuhteen yhtälö [-].

$\eta_{vol}(\varepsilon, p_{meas})$ on säätökulman huomioiva volumetrisen hyötysuhteen yhtälö [-].

[18, s.28]

Kuten muukin malli, myös säätökulman huomioiva funktio (22) olettaa paineen vaikutuksen hyötysuhteeseen lineaariseksi. Tällä normalisoidulla funktiolla voidaan nyt kertoa perusmallin paineen ja pyörimisnopeuden avulla määritetty funktio (15). Saadulla yhtälöllä voidaan ratkaista volumetrisen hyötysuhteen arvo näiden kolmen muuttujan määräämässä pisteessä [18, s.30].

Lisäksi Kahden käyrän mallilla voidaan huomioida myös nesteen viskositeetin muuttuminen lämpötilan vaihdellessa, mikä vaikuttaa kappaleessa 3.7 esitetyillä tavoilla hyötysuhteisiin. Huhtala esittää dynaamisen viskositeetin muutoksien huomioista siten, että suoritetaan jälleen kaksi mittaussarjaa, joissa painetta muutettaessa lämpötila pidetään vakiona valituissa pienimmässä ja suurimmassa arvossaan. [2, s.39] Näiden mittauksien perusteella saadaan funktio (23), joka aiemmista esitetyistä poiketen kuvaa viskositeetin muuttumisesta seuraavia häviöitä hyötysuhteen arvon sijaan. Esitetyn funktion käyttäminen edellyttää perusmallin mittausten tekemistä minimilämpötilassa. Mikäli data halutaan kuitenkin kerätä jossakin muussa lämpötilassa, on funktiota muokattava. Mittaukset voidaan esimerkiksi suorittaa myös suurimmassa lämpötilassa, jolloin osoittajan termi μ_{Tmin} korvattava termillä μ_{Tmax} . Kun viskositeetin vaikutukset otetaan huomioon funktion (23) kuvaamalla tavalla, ei uusia mittauksia tarvitse suorittaa järjestelmän öljyä vaihdettaessa. Riittää kun muutetaan funktio $\mu(T)$, mihin tarvittava informaatio on yleensä saatavilla valmistajalta. [31, s.52–53]

$$Q_{loss}(\mu(T), p_{meas}) = (Q_{loss_Tmax}(p_{meas}) - Q_{loss_Tmin}(p_{meas})) * \left(\frac{\mu(T) - \mu_{Tmin}}{\mu_{Tmax} - \mu_{Tmin}} \right) \quad (23)$$

jossa

$Q_{loss_Tmax}(p_{meas})$ on maksimilämpötilassa saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].

$Q_{loss_Tmin}(p_{meas})$ on minimilämpötilassa saatu volumetrinen hyötysuhteen yhtälö [-].

$\mu(T)$ on dynaaminen viskositeetti lämpötilan funktiona [Ns/m²].

μ_{Tmin} on dynaaminen viskositeetti minimilämpötilassa [Ns/m²].

μ_{Tmax} on dynaaminen viskositeetti maksimilämpötilassa [Ns/m²].

[2, s.38]

Kun funktion (23) kuvaamat häviöt jaetaan teoreettisella tilavuusvirralla ja saatu häviöprosentti vähennetään kaavojen (15) ja (22) tulosta, saadaan hyötysuhdemalli kattamaan myös lämpötilan vaihteluista aiheutuvia muutoksia. Mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle voidaan määritellä samankaltainen funktio, tällöin paineen sijasta muuttujana on käytettävä pyörimisnopeutta, sillä paineella ei ole todettu olevan vaikutusta viskositeetista riippuvaan häviömomenttiin [31, s.55–56]. Tästä syystä viskositeetin vaikutusta ei voida ottaa huomioon samalla tavoin perusmallia kertomalla kuin säätökulman tapauksessa. Muutoin laminaarivuotoon liittyvä häviömomentti tulisi kerrottua myös paineen suhteen muuttuvalla häviötermillä. [31, s.56]

Kahden käyrän malliin voidaan sisällyttää myös puristuskertoimen muuttumiseen liittyvät häviöt [2, s.38]. Mutta sitä ei esitellä tässä työssä, koska se on edellä esiteltuihin verrattuna merkityksettömin, sen mittaaminen on hankalinta ja lisäksi se ei noudata Kahden käyrän periaatetta, vaan on yhtenevä aiemman käyrämallin ([30, s.41–49]) kanssa.

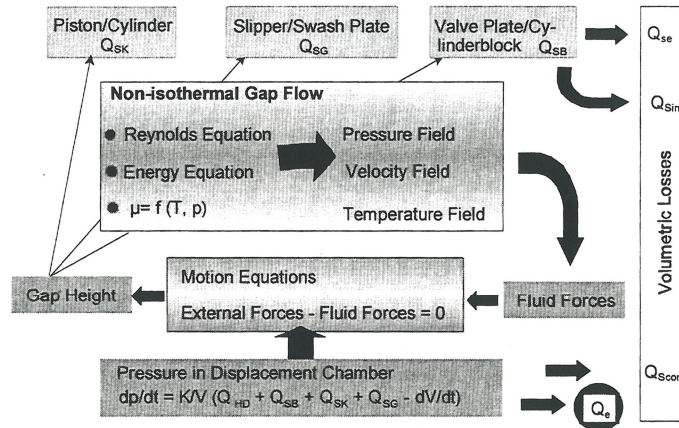
4.3. POLYMOD-malli

Monika Ivantysynovan kehittämän hyötysuhdemallin ajatuksena on määrittää komponentin voiteluväleissä tapahtuvat häviöt. Kyseiset välit löytyvät kuvasta 7: B, C ja G. Ulkoisia vuotoja aiheutuu jokaisessa esitetyistä raoista, ja ne voidaan mitata asettamalla tilavuusvirta-anturi kotelon vuotolinjaan. Sisäisiä vuotoja syntyy, kun öljy pääsee jakolevyn ja sylinteriryhmän välisessä raossa siirtymään korkeapaineliitännästä pumpun imupuolelle. [30]

Suurin haaste näiden häviöiden laskennassa on välien korkeusprofiilin määrittely, koska eri osat hakeutuvat erilaisiin tasapainoasemiin toimintapisteen vaihtuessa. Tätä varten on määritettävä tilavuuden paineista aiheutuvat ja ulkoa tulevat voimat, jotka vaikuttavat kutakin rakoa rajaaviin pintoihin. Lisäksi on ratkaistava mäntien, liikutason ja sylinteriryhmän liikeyhtälöt, sillä välyksien muutokset vaikuttavat jatkuvasti toisiinsa. Koska jokaisen männän nopeus ja painejakauma ovat yksilöllisiä, on kyseiset laskelmat suoritettava pumpun kokonaiselle kierrokselle, joka voidaan kuitenkin jakaa sovituksi määräksi diskreettejä pisteitä. [40]

Kun rakojen geometria on selvitetty, mallinnetaan niiden laminaarinen vuoto Reynoldsin yhtälöiden ja lämpötilasta riippuvan energiyhtälön perusteella. Nämä ovat

osittaisdifferentiaaliyhtälöitä, joiden ratkaiseminen riittävän nopeasti ei ollut mahdollista ennen riittävän tehokkaita tietokoneita. Lopulta saadaan kuitenkin määritettyä öljyn paine-, nopeus- ja lämpötilajakaumat, ja pystytään laskemaan syntyvät häviöt. Mallin ratkaisumenettely on esitetty kuvassa 11. [40]



Kuva 11. Polymod-mallin volumetrinen häviöiden laskentatapa. [40]

Edellä kuvattu komponentin vuotovirtauksiin perustuva häviöiden määrittystapa on todennäköisesti parhaimmillaan suunnitteluvaiheessa. Tällöin voidaan optimoida muun muassa rakoihin muodostuvan voitelukalvon paksuutta ja näin edistää tilanteita, joissa toimitaan viskoosikitkan alueella. Mallinnettaessa esimerkiksi ostetun komponentin häviöitä on kuitenkin käytännöllisempää hyödyntää mittausdataa. Volumetrinen häviöiden verifioiduista simulointituloksista voidaan Ivantysynovan mukaan kuitenkin päätellä, että perinteisillä menetelmillä saadaan liian suuria sisäisten häviöiden arvoja. Kun tarkastellaan hänen mallillaan saavutettuja tuloksia (lähteen taulukko 1) ja otetaan huomioon mittauksien epävarmuudet, hän esittää sisäisten vuotojen jättämistä kokonaan tarkasteluiden ulkopuolelle. Nyt tilavuusvirran häviöt suljetun piirin pumpulle voidaan esittää kaavalla (24).

$$Q_{loss_P} = Q_{loss_ext} + Q_{loss_comp} - 0,5 * Q_{loss_\Delta p=0} \quad (24)$$

jossa

Q_{loss_ext} on mitattu kotelovuoto [l/min]

Q_{loss_comp} on nesteen kokoonpuristumisesta aiheutuva häviö [l/min]

$Q_{loss_p=0}$ on mitattu tilavuusvirtahäviö paine-eron ollessa 0 baaria [l/min]

Kokoonpuristumishäviöt pumpulle taas voidaan määrittää kaavalla (25).

$$Q_{loss_comp} = n * \frac{\Delta p}{\beta} * z [V_D + A_K * r_{pitch} (\tan \alpha_{max} - \tan \alpha)] \quad (25)$$

jossa

z on mäntien lukumäärä [-]

V_D on kuollut tilavuus [dm³]

A_K on männän pinta-ala [dm²]

r_{pitch} on etäisyys sylinteriryhmän ja männän keskipisteiden välillä [dm]

α on ohjauskulma [°]

[40]

Kun edellä esitetyt häviöt on määritelty, voidaan volumetrinen hyötysuhde helposti laskea määritelmänsä (1) mukaan. Momenttihäviöt voidaan johtaa tehon kautta kaavalla (26), ja tämän jälkeen vastaava hyötysuhde kaavalla (2).

$$T_{loss_p} = T_p - \frac{\Delta p(Q_p + Q_{loss_p})}{2\pi * n} \quad (26)$$

[40]

Olennaista edellä esitetyissä yhtälöissä on huomata, että kun hyötysuhteet määritellään niiden avulla, ei pumpun kierrostilavuutta tarvita missään vaiheessa. Tällöin pystytään myös välttämään kappaleessa 3.6 esitellyt sekä geometriseen että standardin mukaan määritettyyn laskennalliseen kierrostilavuuteen liittyvät epävarmuudet. Mallin vaatimiin mittauksiin Ivantysynova ei ota tarkemmin kantaa, muuten kuin toteamalla, ettei ole mahdollista jättää mittaamatta joitain osia toimintalueesta tarkkuuden siitä kärsimättä. Lisäksi komponentin monimutkaisten sisäisten prosessien vuoksi ei esimerkiksi häviöiden viskositeettiriippuvuutta voida olettaa lineaariseksi. Näistä prosesseista ei nykytiedoin pystytä täysin mallintamaan muita kuin viskoosikitkan vaikutukset. Loppujen lopuksi POLYMOD-malli tuottaa kolmen muuttujan funktion kuvaamaan häviöiden käyttäytymistä. Nämä muuttujat ovat samat kuin esimerkiksi Kahden käyrän mallissa: kierrostilavuus/säätökulma, pyörimisnopeus ja paine-ero. Kuvausmatriisin kertoimet haetaan lineaarisesti pienimmän neliösumman menetelmällä. Epälineaarisia ratkaisutapoja tarvitaan polynomien korkeimman merkitsevän eksponentin määrittämiseen. [40]

4.4. IHA-koneen hyötysuhteen esitystapa

Koska tämän projektin tarkoituksena oli selvittää kappaleessa ajovoimansiirron pumpun hyötysuhteet - jotta niiden perusteella voitaisiin määritellä kuhunkin kuormitustilanteeseen sopivimmat ohjeavrot - on tehtyjen mittausten perusteella rakennettava jonkinlainen malli kuvaamaan sekä volumetrisia että mekaanishydraulisia häviöitä. Kun mietitään käytettävää rakennetta, ensimmäinen huomioon otettava asia on järjestelmän ohjausyksikkö. Mobilekoneisiin tarkoitetut laitteet eivät luonnollisesti sisällä monimutkaisimpia matematiikkaohjelmistojen toimintoja, mutta ne voivat tukea esimerkiksi liukulukulaskentaa, mikä mahdollistaa helpon ja tarkan funktioiden hyödyntämisen.

Mittausarvoja voitaisiin myös käyttää suoraan taulukoimalla ne ja valitsemalla vallitsevia olosuhteita parhaiten vastaava mittaustai hyödyntää jonkinlaista interpolointialgoritmia silloin, kun tilanne ei vastaa riittävän hyvin ennalta tutkittua. Tämän tavan ongelmana on kuitenkin tarvittavien mittauspisteiden suuri määrä ja ettei muodostuvasta hyötysuhdekartasta tule kovinkaan tasainen, vaan se saattaa sisältää usean prosenttiyksikön muutoksia verrattain pienillä eroilla vaikuttavissa muuttujissa. Lisäksi vaadittaisiin tehokas hakualgoritmi yhdistettynä tarkkaan interpolointiin. Jonkin

ohjausyksikön kohdalla myös taulukon varaaman muistin määrä voi kasvaa liian suureksi, etenkin jos mallinnetaan useampi komponentti vastaavalla tavalla.

IHA-koneen ohjausjärjestelmän ensimmäisessä versiossa päädyttiin käyttämään 50 baarin välein mittausten perusteella määriteltyjä funktioita. Paineen pysyessä vakiona hyötysuhdetasojen muuttujiksi valittiin dieselmoottorin pyörimisnopeus ja ajovoimansiirron pumpun suhteellinen ohjauskulma. Tasot määriteltiin Matlabin version R2009a Curve Fitting Toolboxin lisätyn graafisen käyttöliittymän, Surface Fitting Toolin, avulla. Se on suhteellisen tehokas ja antoi erittäin selkeän kuvan siitä, miten hyvin tietyn muotoinen funktio sopi mittauspisteisiin.

Funktioita määriteltiin volumetrisen ja hydraulismekaanisen hyötysuhteen lisäksi myös kokonaishyötysuhteelle, joka siis on edellisten tulo. Näin meneteltäessä syntynyt virhe on todennäköisesti pienempi kuin, jos approksimoidaan kahta pistejoukkoa funktioilla ja kerrotaan saadut arvot keskenään. Jälkimmäisessä tapauksessa molemmat arvot voivat sisältää samansuuntaista sovituserhettä, jolloin kokonaisvirhe on yksittäisten arvojen summa. Tätä virhettä siis pyrittiin pienentämään kertomalla mittausten perusteella lasketut arvot keskenään, ja sovittamalla niihin painetasoja kuvaavia funktioita.

Koska funktiot on määritelty vain tietyillä paineilla, ne pystyvät kuvaamaan hyötysuhdetta jatkuvana vain näillä yksittäisillä arvoilla. Käytettäväksi interpolointitavaksi valittiin painotettu keskiarvo: kahden mittauksissa käytetyn paineen välille osuvalle pisteelle lasketaan lähimmät vastaavat hyötysuhteen arvot ja koneen paineanturilta tulevan signaalin perusteella painotetaan niitä oikeassa suhteessa.

Helposti voidaan huomata yhtäläisyydet tämän ja kappaleessa 4.2 esitellyn Kahden käyrän mallin välillä. Molemmissa vaikuttavat muuttujat ovat samat, jos jälkimmäisestä ei käytetä viskositeetin ja puristuskertoimen huomioivia termejä, kuten Vahlsten [18, s.21–44] on työssään tehnyt. Molemmat myös olettavat paineesta riippuvat muutokset lineaarisiksi: tämä voidaan todeta kaavojen (12) ja (22) sekä käytetyn painetasojen välisen interpoloinnin (painotettu keskiarvo) perusteella. Lisäksi molemmissa mittausdataa käytetään hyväksi sovittamalla siihen jonkinlainen – yleensä matalaasteinen polynomi – funktio. Siinä missä Kahden käyrän malliin tarvitaan mittauksia vain joiltain minimi- ja maksimiarvoilta, vaatii IHA-koneessa käytetty malli niitä selkeästi suuremman määrän ja laajemmalta alueelta.

5. NEUROVERKKOJEN PERUSTEET

Ihmisaivot ovat todennäköisesti maailman monimutkaisin tiedon prosessointiyksikkö. Niihin liittyvää tutkimusta tehdään erittäin paljon, mutta silti toimintaa ei pystytä täysin selittämään. Aivot ovat kuitenkin inspiroineet tutkijat etsimään laskentatapoja, jotka jäljittelevät biologisia toimintamalleja. Tämän ajatuksen pohjalta on luotu neuroverkkojen periaate: Verrattain yksinkertaisia laskentayksiköitä yhdistetään toisiinsa eri tavoin, ja näiden kytkösten painoarvoa voidaan muuttaa lähes vapaasti. Koska laskentayksiköt kytkeytyvät erittäin moneen kaltaiseensa, syntyy verkkoomainen rakenne, joka määrää tiettyjä sisääntuloarvoja vastaavat ulostulot. Kun painotuksia voidaan muuttaa sekä tarpeettomia kytköksiä purkaa ja uusia lisätä myös laskennan aikana, ovat yhdistävät tekijät aivojen oppimiskykyyn jo selkeästi nähtävillä.

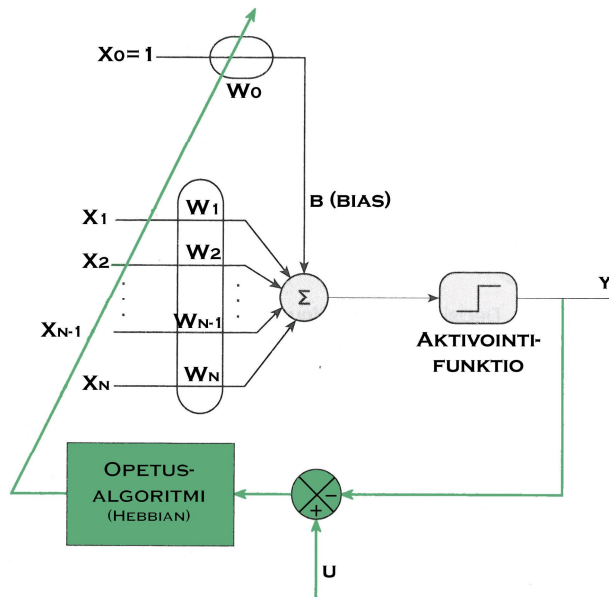
Tämän luvun tarkoituksena on esittää neuroverkkoihin liittyvää teoriaa sen verran, että lukijan on mahdollista ymmärtää miten työssä käytetyt neuraalijärjestelmät toimivat. Lisäksi lopussa käydään läpi niiden soveltamista funktioiden approksimointiin.

5.1. Historia

Minkä tahansa uuden teknologian kehittyminen vaatii vähintään käynnistävän ajatuksen tai ajattelutavan ja keinon, jolla uudenlainen järjestelmä voidaan toteuttaa. Neuroverkkojen kohdalla perusajatus syntyi jo 1800- ja 1900-luvun vaihteessa, mutta nykyaikaisen verkon käsitteen luojina pidetään Warren McCullochia ja Walter Pittsiä, jotka osoittivat, että neuroverkoilla pystyttäisiin periaatteessa muodostamaan mikä tahansa aritmeettinen tai looginen funktio. Tulokset julkaistiin vuonna 1943. [41, s. 1-3] Kuvassa 12 esitetään heidän kehittämänsä yksittäisen neuronin malli, joka muistuttaa hyvin paljon joissakin nykyverkoissakin käytettäviä neuroneita. Järjestelmän sisääntuloja merkitään x :llä ja niiden painokertoimia w :llä. Jälkimmäiset määrittävät sen kuinka paljon tietty input vaikuttaa laskentaan. Ulostulo voi saada vain arvon 0 tai 1, ja se määräytyy vertaamalla sisääntulojen painotettua summaa bias-termiin, jota merkitään b :llä. Mikäli b on tätä summaa pienempi, ulostulo saa arvon 1. Valinta näiden kahden arvon välillä toteutetaan askeltyyppisellä sign-aktivointifunktiolla.

1950-luvun loppupuolella Frank Rosenblatt kehitti perceptronin, jonka painokertoimia (kuva 12: $w_0 \dots w_N$) pystyi muuttamaan, jotta ulostulo y vastaisi asetettua ohjetta u paremmin. Perceptron on kehittynyt versio McCullochin ja Pittsin neuronista, ja sitä käytettiin hahmon tunnistukseen. Muutokset edeltäjäänsä nähden esitetään kuvassa 12 vihreällä. Perceptronia ja samaan aikaan kehitettyä ADALINEa (Adaptive Linear Neuron) kritisoitiin aikanaan siitä, että ne eivät pystyneet ratkaisemaan

epälineaarisesti separoituvia ongelmia, kuten XOR-benchmark ([43, katso [41]). Minskyn ja Papertin [43] esittämä kritiikki pysäytti neuroverkkotutkimuksen lähes täysin. [41, s. 1-3]



Kuva 12. Perceptronin rakenne.

Lisäykset McCullochin ja Pittsin neuroniiin vihreällä. Muokattu. [42]

Tämän työn kannalta seuraava tärkeä saavutus oli backpropagation-algoritmin kehittäminen 1980-luvulla. Se oli myös ratkaisu edellä mainitun XOR-ongelman selvittämiseen perceptron- ja ADALINE-verkoilla. Samaan aikaan John Hopfield kehitti verkkotyyppin, jota voitiin käyttää assosiatiivisena muistina. Nämä kaksi mullistavaa saavutusta käynnistivät neuroverkkoja koskevan tutkimuksen uudelleen. Teuvo Kohosen 1970-luvulla luoma Self-Organizing Map (SOM) on myös kiistatta merkittävä, mutta Hopfield-verkon tavoin, ei sekään ole tämän diplomityön kannalta erityisen tärkeä. [41, s.1-3–1-4] Backpropagation-algoritmi esitellään tarkemmin luvussa 5.3.

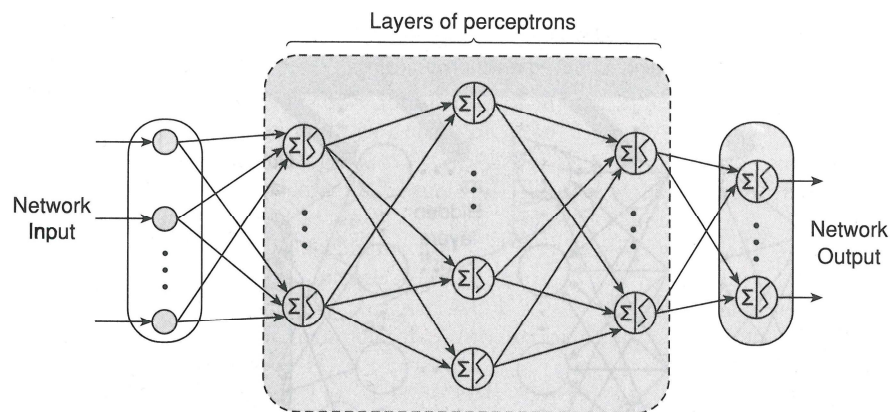
5.2. Erilaisia verkkotyyppejä

Tässä luvussa esitellään tarkemmin luvussa 8 hydraulipumpun hyötysuhteiden mallintamiseen käytettyjen neuraalijärjestelmien periaatteelliset rakenteet. Tietoa edellä mainituista Hopfield- ja SOM-verkoista sekä dynaamisiin malleihin soveltuvista recurrent-verkoista voidaan muun muassa lähteistä [41] ja [42].

5.2.1. MLP-verkko

Multilayered perceptron -verkon (MLP) rakenne esiteltiin ensimmäisen kerran jo 1960-luvulla. Tuolloin kuitenkin puuttuivat tehokkaat opetusalgoritmit, eikä teoreettista potentiaalia saatu näin täysin hyödynnettyä. [42, s. 250] Kuvan 12 perceptroneista voidaan muodostaa kerroksainen verkko, jonka yleinen rakenne nähdään kuvassa 13.

MLP:n neuronien ero alkuperäiseen perceptroniin on mahdollisuus käyttää erilaisia aktivointifunktioita, esimerkkejä näistä voidaan löytää lähteen [41] taulukosta 2.1. Lisäksi opettaminen suoritetaan verkon, eikä yksittäisen perceptronin, ulostulon perusteella. Sisääntulosuureet välitetään ensimmäisen niin sanotun piilokerroksen jokaiseen neuroniiin, joiden ulostulot toimivat seuraavan kerroksen inputeina [41, s. 11-2]. Tiettyä tehtävää varten riittävää piilokerrosten – tai niiden neuronien – lukumäärää ei ole pystytty muotoilemaan täsmälliseksi teoriaksi. Voidaan kuitenkin todeta, että mitä enemmän kerroksia on, sitä useampia luokkia verkko pystyy käsittelemään. Samalla on todennäköisempää, että opetusalgoritmi ei saavuta tavoitetta riittävän tarkasti. [42, s. 250] Toisaalta uskotaan, että neuronien määrän kasvattaminen piilokerroksilla vähentää paikallisia minimikohtia, jolloin tavoitteen saavuttamisen mahdollisuus paranee. [42, s. 358]

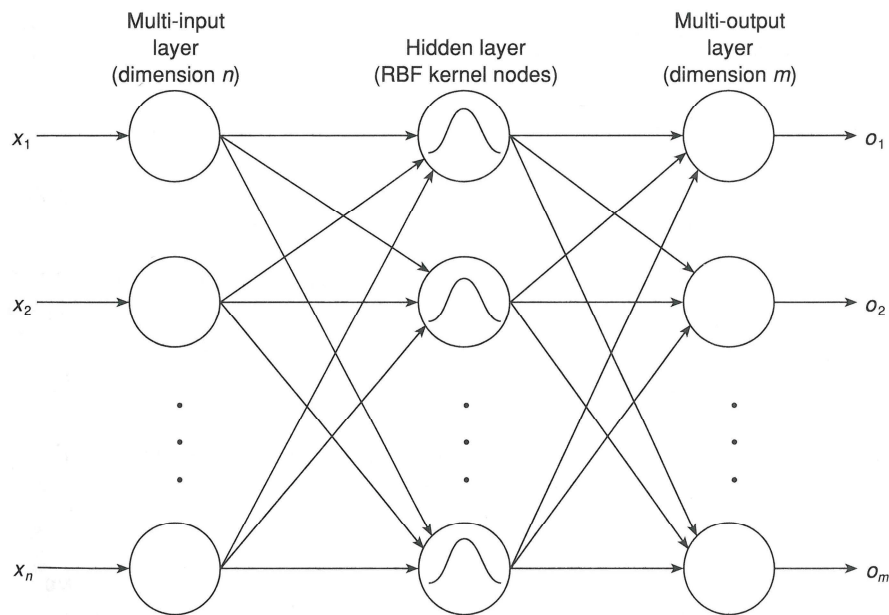


Kuva 13. MLP-verkon rakenne. [42]

MLP on niin sanottu feedforward-tyyppinen verkko, eli siinä informaatiota välitetään ainoastaan yhteen suuntaan [42, s. 250]. Esimerkiksi recurrent-verkkoihin pystytään luomaan sisäinen takaisinkytkentä millä tahansa kerroksilla olevien neuronien välille tai jopa siten, että neuroni käyttää omaa ulostuloaan sisäänmenonaan [42, s. 300].

5.2.2. RBF-verkko

Radial basis function network (RBFN) on MLP:n tapaan feedforward-verkko, mutta RBFN koostuu vain yhdestä piilokerroksesta. Rakenteen periaate on esitetty kuvassa 14. Tämän kerroksen aktivointifunktioita voidaan kuvata siten, että ne saavat suurimman arvonsa keskipisteessään, ja kun etäisyys tästä kasvaa ulostuloarvot pienevät hyvin nopeasti ollen kuitenkin aina positiivisia. Lisäksi kaikki funktiot ovat symmetrisiä. Edellä kuvatustakin voidaan päätellä, että nämä funktiot määritellään yleensä kahdella parametrilla: keskipiste ja leveys. Poikkeuksena esimerkiksi MLP:stä, RBFN:n sisäänmeno- ja piilokerroksen väliset painokertoimet saavat kaikki arvon 1, ja sisäänmeno- ja ulostulokerrokset koostuvat aina pelkästään lineaarisista funktioista. [42, s. 263–264]



Kuva 14. RBF-verkon rakenne. [42]

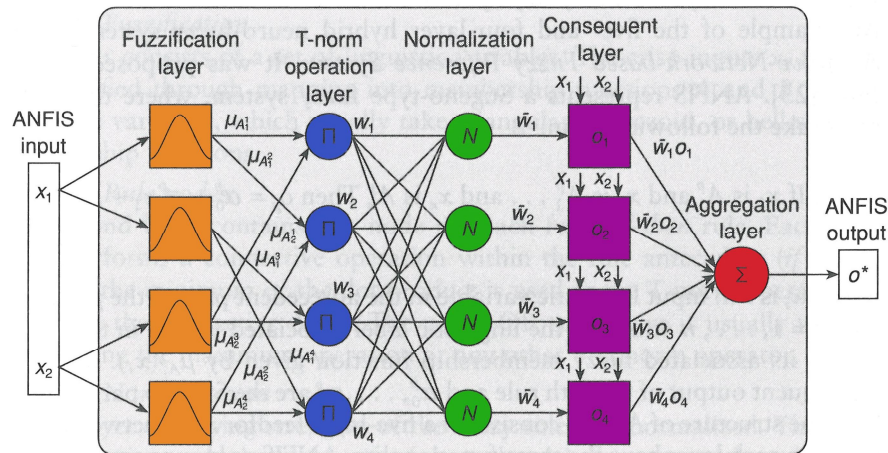
Aktivointifunktioiden keskipisteet valitaan verkon opetuksen yhteydessä, ja usein käytetään suoraan mitattujen datapisteiden arvoja. Näihin kohtiin sijoitetaan lähes aina Gaussin funktio. Ainoa käyttäjän määritettäväksi jäävä parametri on siis leveys, jonka avulla pitäisi kattaa opetusdatan sisäänmenojen rajaama alue. Verkon suorituskky saadaan optimaaliseksi, kun funktioita ei sijoiteta liian harvasti, mutta toisaalta liika päällekkäisyyskään ei ole toivottavaa. [42, s. 263–264] Ulostulo muodostuu siten, että sisääntuleva suureen arvo vaikuttaa sitä enemmän mitä lähempänä tietyn funktion keskipistettä se on. Tämän jälkeen jokaisen neuronin ulostuloa painotetaan opetuksessa päätetyllä tavalla, ja verkon outputit muodostuvat yksittäisten neuronien summana. [41, s. 19–3]

5.2.3. ANFIS-järjestelmä

Adaptive-Network-based Fuzzy Inference System (ANFIS) on itse asiassa sumea päättelyjärjestelmä, ei perinteinen neuroverkko. Sitä kehitettäessä on pyritty yhdistämään sumean logiikan ja neuraalilaskennan hyvät ominaisuudet. Sumeaan päättelyyn perustuvat järjestelmät ovat suhteellisen intuitiivisia ymmärtää, mutta sääntöjen määrittäminen vaatii paljon työtä. Neuroverkkojen opettaminen taas on kehittyneiden algoritmien ansiosta hyvin automatisoitua, mutta ne näyttävät ulospäin niin sanotuilta mustilta laatikoilta eli ulostulon arvo on erittäin vaikea päätellä sisäänmenojen perusteella.

Kuvassa 15 esitetään viisikerroksinen ANFIS-rakenne, mutta myös muita ratkaisuja on käytössä. Kerrokset on merkitty kuvaan toisistaan poikkeavilla väreillä. Neuroverkkojen tapaan rakenne on kerrosmainen, mikä mahdollistaa opetusalgoritmien käytön. Niillä sääntöjen määrittäminen on automaattista, ja lisäksi voidaan muuttaa

yksittäisen säännön vaikutusta lopputulokseen. Kuten voidaan helposti huomata, myös ANFIS on feedforward-tyyppinen järjestelmä.



Kuva 15. Viisikerroksinen ANFIS-rakenne. Muokattu. [42]

Ensimmäinen kerros (kuvassa oranssi) sisältää jäsenyysfunktioita, joiden tehtävänä on sumeuttaa sisääntuloarvo. Käytännössä tämä tarkoittaa opetuksessa määritellyn funktion arvon laskemista kyseisen muuttujan määräämässä pisteessä. Yleensä käytetään niin sanottua kellofunktiota, joka toteuttaa yhtälön (27). [42, s. 349] Tarkemman kuvauksen jäsenyysfunktioista ja niiden käytöstä voi löytää muun muassa lähteen [42] luvusta 2. Tämän kerroksen parametrit vaikuttavat epälineaarisesti ulostuloon, ja niiden virittäminen vaatii esimerkiksi Backpropagation-algoritmin käyttämistä [42, s. 358–359].

$$\mu_{bell}(x) = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{x - c_{bell}}{a_{bell}} \right)^2 \right]^{b_{bell}}} \quad (27)$$

jossa

$\mu_A(x)$ on sumeutusfunktion arvo

x on järjestelmän sisäänmeno

a_{bell} , b_{bell} ja c_{bell} ovat funktion muotoon ja sijaintiin vaikuttavat parametrit

Päätelyjärjestelmän säännöt sijaitsevat kuvassa 15 sinisellä merkityllä kerroksella siten, että yksi solmu vastaa yhtä sääntöä. Samalla toteutetaan niin sanottu T-normi. [42, s. 349] Tämän kerroksen solmun sisäänmenojen määrä riippuu luonnollisesti kyseiseen sääntöön vaikuttavien muuttujien määrästä. Eikä siis ole välttämätöntä yhdistää jokaista järjestelmän inputia jokaiseen sääntöön. Kerroksen ulostulo muodostuu paitsi itse muuttujien arvoista, myös käytetystä T-normista, joka voidaan toteuttaa esimerkiksi minimin tai tulon avulla [42, s. 349]. Näiden sääntöjen rakenteeseen vaikutetaan opetuksen niin sanotussa rakenteen määrittäsvaiheessa [42, s. 355].

Vihreällä merkitty kolmas kerros laskee jokaiselle säännölle normalisoidun arvon eli jokainen toisen kerroksen ulostulo jaetaan niiden summalla. Neljännen kerroksen

(kuvassa 15 violetti) solmut on kytketty jokaiseen inputiin ja yhteen kolmannen kerroksen solmuun. Ulostulo toteuttaa kuvan 15 tapauksessa yhtälön (28).

$$\bar{w}_p o_p = \bar{w}_p (\alpha_0^p + \alpha_1^p x_1 + \alpha_2^p x_2) \quad (28)$$

jossa

\bar{w}_p on kolmannen kerroksen solmun ulostulo.

α_i^p on solmu- ja sisäänmenokohtainen painotuskerroin.

Neljannen kerroksen painotuskertoimet ovat toinen parametriryhmä, jota muuttamalla järjestelmää voidaan opetusvaiheessa muokata. Koska näiden parametrien vaikutus on lineaarinen, niitä voidaan päivittää lineaarisella regressiolla. Viimeisellä kerroksella (punainen) vain lasketaan neljännen kerroksen outputit yhteen, jolloin muodostuu päättelyjärjestelmän lopullinen ulostulo. [42, s. 349]

ANFIS-järjestelmän rajoituksena voidaan pitää sitä, että ulostulojen lukumäärä on rajoitettu yhteen [42, s. 348]. Mikään ei kuitenkaan estä käyttämästä useampaa samanlaista rinnakkain, mikäli on tarpeellista tuottaa tieto esimerkiksi hydraulipumpun volumetrisesta ja mekaanishydraulisesta hyötysuhteesta.

5.3. Opettaminen

Asia joka erottaa neuroverkot perinteisemmistä ratkaisumenetelmistä on mahdollisuus muokata niiden ulostuloa esimerkiksi numeerisen datan avulla. Tätä kutsutaan verkon opettamiseksi. Koska erilaisia rakenteita on todella suuri määrä, on luonnollista että yksi opetustapa ei sovellu niille kaikille.

Ensimmäinen askel on valita oikeanlainen opetusalgoritmi. Jos ajatellaan tässä työssä käytettäviä feedforward-tyyppisiä verkkoja, tehokkainta on käyttää ohjattua opetusta [42, s. 230]. Tämä johtaa usein jonkinlaisen kustannusfunktion minimointiin, jolloin tarvitaan keino laskea sen gradientti. Kun tämä on saatu selville, voidaan soveltaa jotakin optimointialgoritmia, jotta järjestelmän käyttäytyminen muodostuu halutunlaiseksi. Monesti pyritään minimoimaan ulostulon virhe. Seuraavaksi esiteltävät asiat painottuvat työssä käytettyjen verkkojen opettamiseen.

5.3.1. Opetusalgoritmit

Opetusalgoritmit voidaan jaotella esimerkiksi ohjattuun, itseorganisoiutuvaan ja palauteopetukseen. Ensimmäinen näistä tarkoittaa opettamista tarkkojen esimerkkien kautta, jolloin verkolle esitetään ennalta määriteltyjä input-output -pareja, jotka on voitu kerätä esimerkiksi mittauksen, simulointimallin tai a priori -tiedon perusteella. Ulostuloa verrataan haluttuun arvoon, ja virheen perusteella päivitetään verkon painokertoimia, jotta usean iteroinnin jälkeen se olisi mahdollisimman pieni. [42, s. 230] Yhden iterointikierroksen aikana käydään läpi koko opetusdata, ja painokertoimien muokkaus tehdään optimointialgoritmin perusteella pienimmän kokonaisvirheen saavuttamiseksi.

Itseorganisoiutuvassa oppimisessa, jota kutsutaan myös ohjaamattomaksi opetukseksi, periaatteena on tarjota järjestelmälle malleja, joiden perusteella voidaan

päätellä tietty ulostulo. Verkolle esitetään riittävä määrä ulostulovaihtoehtoja, jotka ovat aluksi jakautuneet tasaisesti ja samanarvoisesti. Kun sille syötetään jokin sisäänmenovektori, voidaan päätellä parhaiten vastaava ulostulo. Tämän jälkeen valitun solmun, sekä mahdollisesti sen naapurien, painokertoimia muutetaan. Muutosnopeus ja naapuruston koko määritellään erillisillä parametreilla, ja niitä pienennetään jokaisella iterointikirroksella. Tämän tyyppistä oppimista hyödynnetään muun muassa SOM-verkoissa. [42, s. 268–269] Yksinkertainen esimerkki on esitetty lähteessä [41]. Siinä verkolle opetetaan ennalta banaanin muoto, mutta myös sen tuoksua mitataan. Kun tietty tuoksu esiintyy riittävän usein oikean muodon yhteydessä, pystytään se yhdistämään kyseiseen hedelmään, ja lopulta muotoinformaatiota ei enää välttämättä tarvita. [41, s. 13-3–13-7]

Palauteoppimisen sanotaan muistuttavan eniten ihmisen tapaa omaksua asioita, sillä siinä järjestelmällä kerrotaan oliko sen ulostulo hyvä vai huono, ja tällä tavoin ohjataan sitä haluttuun suuntaan. Erona ohjattuun opettamiseen on tarkan numeerisen virhetiedon puuttuminen, ja toisaalta ohjaamattomassa opetuksessa verkko ennemminkin etsii säännöllisiä sisääntulovektoreita, eikä siis ota kantaa ulostulon oikeellisuuteen. [42, s. 232–233]

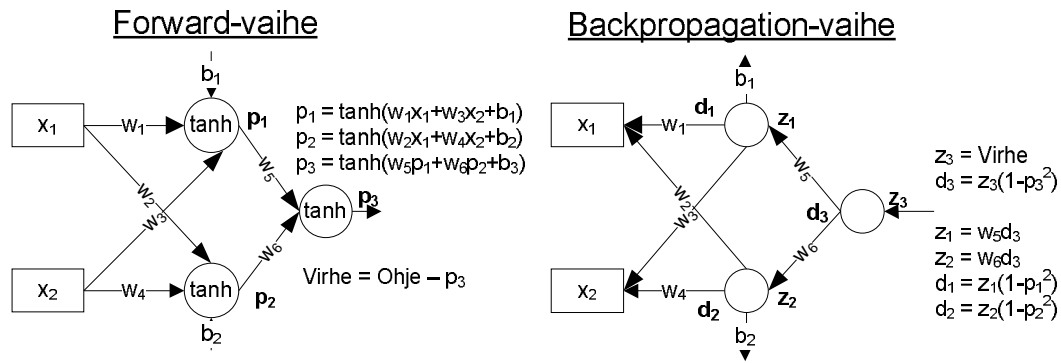
5.3.2. Gradientin laskenta

Koska feedforward-verkkojen yhteydessä käytetään tarkasti esitettyä virhettä, tarvitaan tietoa kuinka paljon ja mihin suuntaan painokertoimia on korjattava kunkin muuttujan suhteen, jotta virhe minimoituisi. Gradientti tarjoaa tämän informaation, mutta sen laskeminen ei voimakkaiden epälineaaristen riippuvuuksien vuoksi ole yksinkertaista.

1980-luvulla kehitetty Backpropagation-algoritmi käynnisti uudelleen aktiivisen neuroverkkoihin liittyvän tutkimuksen, sillä se helpotti huomattavasti raskasta gradientin laskentaa. Algoritmin periaatteena on syöttää määritetty virhe takaisin verkkoon ulostulosta sisäänmenon suuntaan. Toimenpiteen seurauksena pystytään laskemaan painokertoimille gradientit. Käyttämällä niitä jonkin optimointialgoritmin osana löydetään jokaiselle kertoimelle muutostermi. [42, s. 250–251]

Kuva 16 havainnollistaa miten Backpropagation toteutuu yksinkertaisen verkon tapauksessa. Algoritmin kulun eksakti matemaattinen esitys on löydettävissä lähteestä [42, s. 251–259]. Esitetyn verkon solmujen aktivointifunktiot ovat hyperbolisia tangentteja. Tämä yksinkertaistaa laskentaa, koska kyseisen funktion derivaatta on muotoa $f'(x) = 1 - f(x)^2$.

Aluksi laskenta tapahtuu samoin kuin verkon normaalissa suorituksessa: Solmuun kytketyt muuttujat kerrotaan painokertoimilla ja summataan toisiinsa sekä bias-termiin (kuvassa b_1 ja b_2). Näin jatketaan kunnes on laskettu lopullinen ulostulo (kuvassa p_3), ja sen perusteella syntynyt virhe. Tämä vaihe on esitetty kuvan 16 vasemmalla puolella. Syötettäessä virhettä takaisinpäin käytetään aktivointifunktioiden asemesta niiden derivaattoja, jolloin saadaan laskettua termit d_1, d_2 ja d_3 .



Kuva 16. Backpropagation-algoritmin eteneminen.

Kustannusfunktion gradientit saadaan nyt yksinkertaisesti tuloina, jotka esitetään kaavoissa (29) – (36), joissa V_Δ tarkoittaa yhden näytteen kustannusfunktioita.

$$\frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_6} = d_3 p_1 \quad (29), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_5} = d_3 p_2 \quad (30), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_4} = d_2 x_2 \quad (31), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_3} = d_1 x_2 \quad (32),$$

$$\frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_2} = d_2 x_1 \quad (33), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial w_1} = d_1 x_1 \quad (34), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial b_2} = d_3 * 1 \quad (35), \quad \frac{-\partial V_\Delta}{\partial b_1} = d_3 * 1 \quad (36)$$

[42, s. 255–259]

Tämän jälkeen voidaan laskea muutostermi optimointialgoritmin perusteella. Jos esitetyt osittaisdifferentiaalit järjestetään matriisimuotoon siten, että näytteiden määrä on N ja parametrien M , saadaan niin sanottu Jacobiaanimatriisi $J^{N \times M}$. Tätä voidaan käyttää optimoinnissa.

5.3.3. Optimointialgoritmit

Optimointialgoritmien tarkoituksena on ilmoittaa kuinka paljon ja mihin suuntaan kutakin parametria on muutettava, jotta neuroverkon ulostulon virhe saataisiin mahdollisimman pieneksi. Jos kustannusfunktion gradientit on mahdollista määrittää, tähän voidaan käyttää jotakin gradienttipohjaista menetelmää, kuten seuraavaksi esiteltävät Steepest descent (jyrkin vietto) ja Levenberg-Marquardt (LM).

Steepest descent -menetelmässä edetään kohti paikallista minimiä lähtien valitusta aloituspisteestä ja edeten joko muuttuvalla tai vakioidulla opetuskertoimella kunnes kustannusfunktion arvo ei enää pienene. Menetelmä on kuitenkin hidas, ja se jää helposti oskilloimaan, mutta toisaalta se ei aseta vaatimuksia kustannusfunktion muodolle. [44] Jos menetelmää käytetään Backpropagationin yhteydessä, saadaan niin sanottu Error backpropagation, jolloin neuroverkon painokertoimien muutostermi saadaan kaavalla (37).

$$\Delta w_i = -\eta \frac{\partial V_\Delta}{\partial w_i} \quad (37)$$

jossa

η on opetuskerroin.

[42, s. 254]

Moderneista optimointimenetelmistä LM on erittäin sopiva neuroverkkojen opetukseen, kunhan kustannusfunktio on neliöllinen [41, s. 12-19]. Perehtymättä

tarkemmin menetelmän matemaattiseen perustaan todetaan, että painokertoimien muutostermit sisältävä vektori saadaan kaavalla (38).

$$\Delta \bar{w} = -[J^T J + \eta I]^{-1} J^T e_{\text{näyte}} \quad (38)$$

jossa

J on Jacobiaanimatriisi

I on identiteettimatriisi

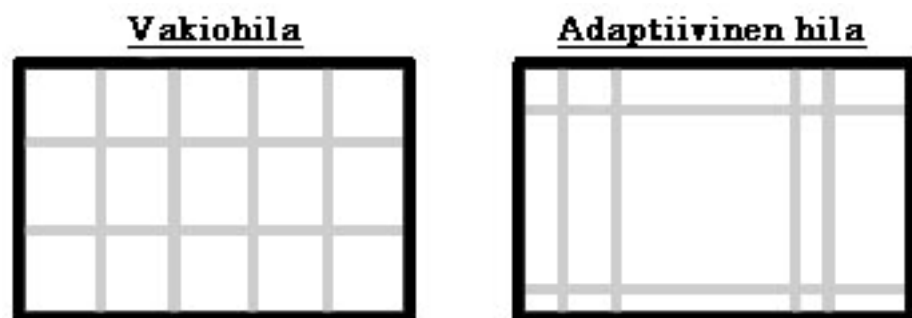
$e_{\text{näyte}}$ on näytteiden virheet sisältävä vektori

LM:n erikoisuutena on adaptiivinen opetuskerroin, jota kasvatetaan mikäli yritys tuottaa alkuperäistä suuremman kustannusfunktion arvon. Tällöin algoritmin toiminta on Steepest descent -menetelmän kaltainen. Vastaavasti arvon pienentyessä opetuskerrointakin pienennetään, jolloin toiminta vastaa enemmän Gauss-Newton -menetelmää (GN). [41, s. 12-21–12-22] Käänteismatriisin laskenta tekee LM:sta erittäin raskaan algoritmin. Jos laskentatehoa ja käytettävää muistia on riittävästi, LM mahdollistaa luultavasti tämän hetken nopeimman opetustavan neuroverkoille, joilla on kohtuullinen määrä parametreja. [41, s. 12-27]

5.3.4. Neuro-sumean päättelyjärjestelmän opettaminen

Koska ANFIS (katso luku 5.2.3) sisältää sekä sumean päättelyn että neuroverkkojen ominaisuuksia, sen opettaminen jaetaan usein kahteen vaiheeseen: sääntöjen ja muiden parametrien määrittämiseen. Usein tällaisen järjestelmän yhteydessä käytetään termiä hybridimenetelmä, vaikka todellisuudessa vaiheet toteutetaan erillisinä omilla algoritmeillaan. [42, s. 355–359]

Ensimmäisessä vaiheessa on tarkoituksena muodostaa järjestelmän rakenteen määrittävät sumeat säännöt. Niiden päättämiseksi opetusdata täytyy ryhmitellä riittävän moneen osaan, jotta koko input-output -avaruus saadaan katettua. Menetelmiä on useita, ja niistä ehkä yksinkertaisin perustuu hilatyypiseen ositukseen. Kuvassa 17 on esimerkki sekä vakiohilasta että adaptiivisesta hilasta. Vakiohilalla input-avaruus jaetaan yhtä suuriin osiin riippumatta siitä, minne data on keskittynyt. Adaptiivista hilaa taas muokataan siten että ruutujen kuvaamia sääntöjä on tiheämmin alueella, jossa data sisältää enemmän muutoksia. Ongelmana molemmissa tapauksissa on kuitenkin sääntöjen eksponentiaalinen lisääntyminen muuttujien määrän kasvaessa. Alueiden paksut rajat kuvaavat jäsenyysfunktioiden periaatetta, jossa tietty sisäänmeno voi kuulua useampaan kuin yhteen alueeseen eri jäsenyysarvoilla. [42, s. 355–359]



Kuva 17. Erilaisia hilaosituksia.

Hieman kehittyneempi tapa jakaa dataa on klusterointi. Jälleen kerran tekniikoita on useita, mutta suosituin on sumea C-means (FCM). Ajatuksena on muodostaa ryppäitä, jotka sisältävät samankaltaista dataa, siten että funktio (39) saa mahdollisimman pienen arvon. Näytteet, jotka sijaitsevat lähimpänä klusterin keskipistettä saavat suurimmat jäsenyysarvot. Tekniikkaa voidaan käyttää hyväksi myös RBFN:n aktivointifunktioiden keskipisteiden haussa.

$$\sum_i \sum_k (\mu_{ik})^m \|x_k - v_i\|^2 \quad m \geq 1 \quad (39)$$

jossa

μ_{ik} on näytteen k jäsenyysarvo klusterissa i .

x_k on näyte k .

v_i on klusterin i keskipiste [42, s. 355–359]

Miten tahansa data-avaruus jaetaan säännöiksi, jäsenyysfunktioiden parametrit haetaan yleensä Backpropagation-algoritmin avulla. Kun sopivat säännöt on määritetty, voidaan aloittaa päättelyjärjestelmän opettamisen toinen vaihe. Nyt muutetaan viisikerroksisen ANFIS:in neljännen kerroksen parametreja lineaarisen regression avulla. Jos haluttua virhettä ei saavuteta, voidaan sääntöjä määritellä uudelleen, minkä jälkeen palataan lineaarisesti vaikuttavien parametrien virittämiseen. Vaiheiden käyttämisen suhde riippuu täysin ylemmän tason algoritmista. [42, s. 355–359]

5.4. Funktioiden approksimointi neuroverkoilla

Ennen Backpropagation-algoritmin kehittämistä neuroverkkoja pidettiin toimivina vain tietynlaisten ongelmien ratkaisemiseen, funktioiden approksimointi rajoittui vielä tätäkin pienempään erityistapausten joukkoon. Vuonna 1989 Hornik et al. kuitenkin osoittivat, että yhden piilokerroksen verkolla pystytään jäljittelemään mitä tahansa jatkuvaa funktiota kuinka tarkasti hyvänsä. Heidän mukaansa mahdolliset virheet ovat seurausta ainoastaan riittämättömästä opetuksesta, solmujen liian pienestä määrästä tai siitä että sisäänmenoilla ei ole yhteyttä ulostuloihin. [3] Koivisto kritisoi väitöskirjassaan näiden tuloksien sovellettavuutta, sillä hänen mukaansa toteutuskelpoiset verkot eivät voi aina sisältää tarkkuusvaatimukset täyttävää määrää solmuja [45, s.13]. Joka tapauksessa tulos oli merkittävä ja osoitti neurolaskennan potentiaalin kyseiseen tarkoitukseen.

Funktioita voidaan approksimoida neuroverkkojen avulla monella tavalla, jotka pääsääntöisesti jakautuvat kahteen pääluokkaan: globaalin ja paikallisten funktioiden kautta toteutettuun. Ensimmäisessä koko verkko muodostaa yhtä funktiota vastaavan kuvaksen, ja jälkimmäisessä käytetään usean yksittäisen funktion kokonaisuutta. Esimerkkeinä voivat olla muun muassa MLP- ja RBF-verkot vastaavassa järjestyksessä. Mikäli input-suureita on 1–3, päästään myös paikallisilla funktioilla hyviin tuloksiin. Useamman muuttujan järjestelmillä kohdataan kuitenkin ongelmia, ja sopivuus riippuu paljolti kyseessä olevasta sovelluksesta. Onnistuminen edellyttää myös riittävää määrää opetusdataa koko käyttöalueelta. Koivisto toteaaakin, että mikäli joudutaan opetusalueen ulkopuolelle, toiminta ei enää ole ennustettavaa kummallakaan approksimointitavalla,

eikä paikallisilla funktioilla päästä tässäkään tapauksessa samoihin tuloksiin globaalien kanssa. Molemmilla tavoilla tämä on seurausta siitä, että edes Jacobiaanimatriisin etumerkkejä ei pystytä välttämättä laskemaan oikein. [45, s. 11–22]

Neuraalijärjestelmien rakenne on hyvin sovelluskohtainen, ja ehkä siksi sen yleisin määrittäytapa perustuukin erilaisten vaihtoehtojen kokeilemiseen [46]. Myös järjestelmällisiä menetelmiä on kehitetty ([46], [47], [48]), mutta ne perustuvat usein Hornik et alin [3] tuloksiin ja rajoittuvat tarkastelemaan yhden piilokerroksen MLP-verkkoja. Näin ongelma kuitenkin yksinkertaistuu huomattavasti, kun voidaan keskittyä tarkastelemaan vain tarvittavaa solmujen sekä kytkentöjen määrää.

Optimaalisen kokoisen järjestelmän luominen voidaan aloittaa vain yhdellä solmulla, ja lisätä niitä yksi kerrallaan kunnes riittävä tarkkuus on saavutettu. Tällainen esimerkiksi Leen ja Lamin [46] käyttämä, tapa johtaa Setionon ja Gawedan [47] mukaan helposti liian suureen verkkoon, jonka yleistyskyky saattaa olla heikko. He lähestyvät ongelmaa käyttämällä jo alussa liian monimutkaista järjestelmää, jota on tarkoitus yksinkertaistaa mahdollisimman paljon. Tämä tapahtuu karsimalla ensin solmujen määrää ja sitten kytkentöjä inputeista piilokerrokselle. [47] Lähteessä [48] järjestys on päinvastainen.

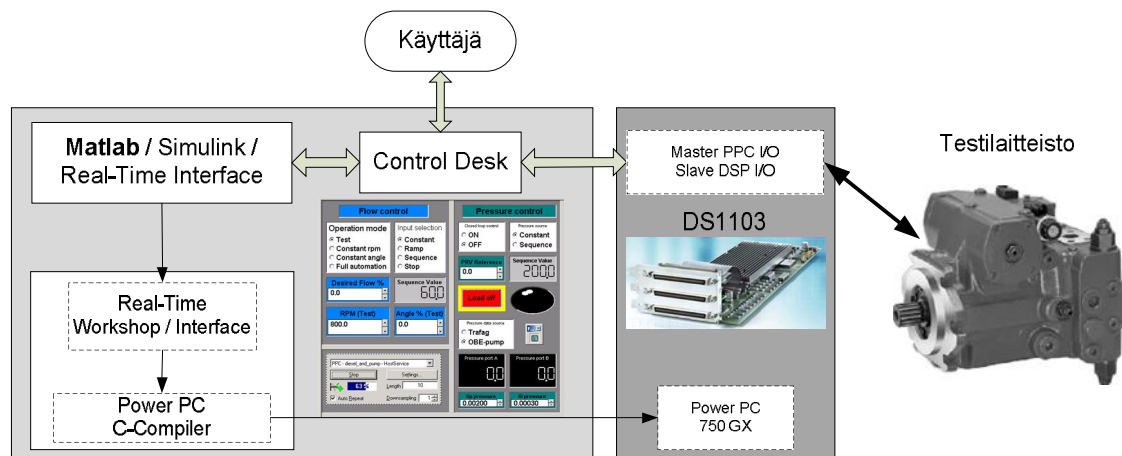
Myös Nareid on kehittänyt neuroverkkopohjaisia approksimointimenetelmiä, vaikka hänen päätarkoituksenaan ei olekaan ollut täysin minimoida käytettävää rakennetta. Sulautetuissa järjestelmissä malleilta vaaditaan usein erittäin nopeaa suoritusaikaa, joka voi olla lähes mahdotonta saavuttaa perinteisillä algoritmeilla. Julkaisussaan [49] hän käyttää kaksiosaista verkkoa ajoneuvon ilmamääräanturin mallinnukseen. Tällaista ohjelmistolla toteutettua suuren arvon estimointia saatetaan käyttää kun oikea mittaaminen kallista, epäluotettavaa tai teknisesti mahdotonta toteuttaa. [49]

Toteutetun järjestelmän ensimmäisellä niin sanotulla valitsija-kerroksella (selector layer) hyödynnetään SOM-verkkoa ja toisella, estimaattori-kerroksella (estimator layer), jotakin yksinkertaista numeerista funktiota. Jälkimmäistä tarvitaan, jotta SOM:n diskreetti ulostulo saadaan muutettua paremmin jatkuvaa muistuttavaksi. Sama tarkkuus pystyttäisiin saavuttamaan myös ilman estimaattori-kerrosta, mutta tällöin järjestelmän pitäisi olla noin 8 kertaa suurempi. SOM:iin perustuva toteutus mahdollistaa lisäksi approksimoidun arvon luotettavuuden arvioinnin, jota voidaan käyttää systemaattisten poikkeavuuksien löytämiseen järjestelmän nykyisen ja opetusdatalla saavutetun toiminnan välillä. [49]

6. MITTAUSJÄRJESTELMÄ

6.1. Ohjausjärjestelmä

Mittauslaitteiston ohjaamiseen käytettiin dSPACE DS1103 PPC -järjestelmää, joka koostuu laitteistosta ja sitä ohjaavasta ohjelmistosta. Kuvassa 18 esitetään periaatteellinen kaavio järjestelmän rakenteesta.



Kuva 18. Periaatekuva dSPACE-järjestelmän liittymisestä muihin mittauslaitteisiin.
[50], [51]

Ohjausjärjestelmän luominen aloitetaan tekemällä Matlabin Simulink-ympäristössä lohkokaaviomalli, jonka tarkoituksena on suorittaa mahdollinen säätö ja käyttäjän antamat komennot luettujen sisääntulojen perusteella. Jotta malli voitaisiin liittää reaali maailman komponentteihin, tarvitaan Real-Time Interface (RTI), jonka lohkot mahdollistavat sisäänmenojen lukemisen ja ulostulojen päivittämisen. Kun malli on saatu valmiiksi, se käännetään ensin C-kielelle pääosin Real-Time Workshopin (RTW) avulla, mutta myös RTI:n kirjastoja hyödynnetään. Laskennasta vastaava prosessori ei kuitenkaan ymmärrä vielä tätä versiota, vaan se pitää kääntää edelleen konekielelle Power PC C-compiler -kääntäjällä. [50]

Mittaustapahtumaa hallitaan graafisen käyttöliittymän avulla, joka toteutetaan Control Desk -ohjelmistolla. Näytölle voidaan tulostaa mikä tahansa lohkokaaviomallin signaaleista ja niitä päästään luonnollisesti myös tallentamaan ja niiden perusteella voidaan määritellä automaattisia turvatoimintoja. Samalla onnistuvat myös tavoitearvojen ja säätäjän parametrien muuttaminen ilman erillistä käännöstä. Ohjelmistoon implementoitu makrojen tekomahdollisuus yhdessä Python-kielellä tapahtuvan ohjelmoinnin kanssa, mahdollistavat myös täysin automaattisten mittauksen suorittamisen, jolloin käyttäjälle jää vain valvontatehtävä. Tämä on erityisen käytännöllistä tehtäessä dynaamisia mittauksia tietyillä vakiosekvensseillä. Mutta

käyttämällä hieman enemmän aikaa ohjelmointiin, myös siirtyminen tasapainotilan pisteiden välillä on mahdollista. Pumpun hyötysuhteita mitattaessa automatisointi jätettiin kuitenkin viimeistelemättä, sillä käytetty taajuusmuuttaja ei sisältänyt dSPACE:n ohjausta ymmärtävää korttia. Lisäksi lämpötilasäädölle asetetut vaatimukset, yhdessä painesäätäjän kanssa, olisivat tehneet ohjelman virhetarkastelusta todella monimutkaisen. Toisaalta tiettyjen mittauspisteiden onnistunut tallentaminen oli huomattavasti helpompaa, kun aloitusajankohdasta päätti käyttäjä itse. Pumpun dynamiikkaa mitattaessa automatiikkaa kuitenkin käytettiin hyväksi.

Signaalien välitys ohjattaville laitteille, kuten myös anturititojen lukeminen, tapahtuu PC:n ISA-väylään liitettävän DS1103-kortin avulla. Antureiden ja toimilaitteiden signaalit tulevat erilliseen I/O-paneeliin, josta ne välitetään ohjainkortille. Seuraava luettelo sisältää tärkeimpiä mittausjärjestelmän suunnittelussa huomioon otettavia arvoja DS1103-kortin datalehdeltä.

- A/D-muunnin sisäänmenoille (4 kpl)
 - 4 kanavaa, joiden resoluutio 16-bittia.
 - Mittausalue ± 10 V. Maksimijännite ± 15 V.
 - Virhe nollapisteelle ± 5 mV ja mittausarvolle $\pm 0,25$ %.
 - Kanavien ajoitusvirhe 1 μ s.
- D/A-muunnin ulostuloille
 - 8 kanavaa, joiden resoluutio 16-bittia.
 - Ulostulojännite ± 10 V.
 - Maksimivirta ± 5 mA.
 - Virhe nollapisteelle ± 1 mV ja ulostuloarvolle $\pm 0,5$ %.
- Muuta
 - 1 CAN-liityntä, jonka suurin baudinopeus 1 Mbit/s.
 - Näytevälin resoluutio 30 ns.
 - Mahdollisuus käyttää myös digitaali I/O:ta: yhteensä 4 tavua.
 - 6 digitaalista ja 1 analoginen inkrementaalianturiliityntä. [50]

6.2. Anturit

Tässä kappaleessa kuvataan mittausjärjestelmissä käytetyt anturit ja niihin liittyvät signaalimuuntimet. Varsinaisia kalibrointeja ei tehty, mutta joidenkin lähettämiä arvoja tarkastettiin, eikä näiden tulosten perusteella ollut tarpeellista suorittaa laitteiden virittämistä. Kaikki esitetyt epätarkkuutta kuvaavat lukuarvot ovat peräisin valmistajilta, mutta esimerkiksi painelähettimen tapauksessa ne pitivät todella hyvin paikkansa.

Pumpun ohjauskulma on yksi välttämättömistä suureista määritettäessä hyötysuhteita. Sitä mittaavasta anturista ei kuitenkaan ollut saatavilla muuta tietoa, kuin väylälle lähetettävän viestin resoluutio 1 ‰ ja 10 ms:n lähetysväli.

6.2.1. Painelähetin

Hydrauliöljyn paineen mittaamiseen käytettiin Trafagin valmistamaa NAT400.0A lähetintä. Tuntevana elimenä on venymäliuska, jonka resistanssi muuttuu proportionaalisesti paineen funktiona. Tämä liuska on kytketty neljän vastuksen muodostamaan Wheatstonen siltakytkentään, jolloin sillassa kulkeva sähkövirta muuttuu paineen mukaan. [52] Kytkentää käytetään yleensä kompensoimaan lämpötilan vaihtelun vaikutusta [53].

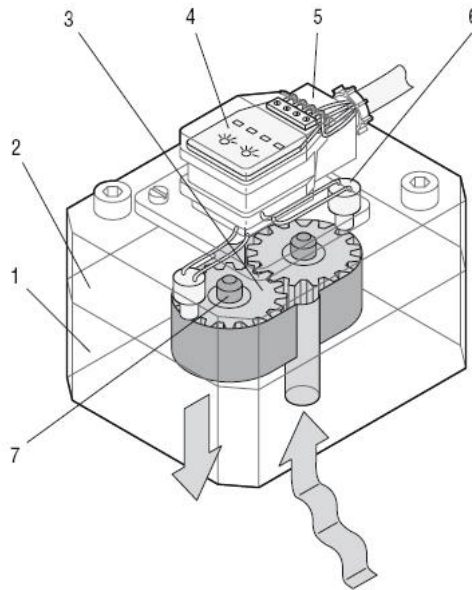


*Kuva 19. Trafag-painelähetin.
Thin-film-on-steel. [52]*

Kuvassa 19 on käytetyn lähettimen halkileikkaus ja siitä saadaan myös käsitys sen fyysisestä koosta. Laite onkin kokonsa osalta erittäin käyttökelpoinen mobilekoneasennuksiin, joissa tilankäyttöä joudutaan usein miettimään. Mittausalue on 0 – 400 baaria, jota vastaa virtaviesti 4 – 20 mA. Suoritetuissa mittauksissa tämä muutettiin 500 Ω :n vastuksella 2 – 10 V:n jännitteeksi. Koska virran muuttaminen kaapelin ulkopuolelta vaatii suuren energiamäärän, eivätkä johtimien resistanssit vaikuta mittaustulokseen, viestin muunnos tehtiin mahdollisimman lähellä dSPACE:a [53]. Valmistaja ilmoittaa lähettimen epävarmuudeksi yli 16 baarin paineissa $\pm 0,07$ % maksimiarvosta (FS). Tämä arvo todettiin paikkansa pitäväksi verrattaessa mittausarvoa tarkkuuspainelähettimeen.

6.2.2. Tilavuusvirta-anturi

Tuotetun tilavuusvirran arvo mitattiin Krachtin valmistamalla tilavuuslaskijatyypisellä VC5-anturilla. Kuvassa 20 nähdään laitteen rakenne. Sisään tuleva neste pyörittää hammaspyöriä (3), joiden hammasvälin tilavuus tiedetään tarkasti. Anturit (6) tunnistavat hampaan läheisyyden ja näin kahden pulssin välisestä ajasta ja hammastilavuudesta saadaan laskettua tilavuusvirta. Ilmoitettu epävarmuus on $\pm 0,3$ % [54].



Kuva 20. Tilavuuslaskija, Kracht VC. [54]

Koska laite tarjoaa ulostulonaan vain kahden kanavan pulssitiedot, tarvitsee laskenta suorittaa erikseen. Tähän käytettiin saman valmistajan AS8-paneelimitaria, johon määritellään edellä mainittu hammastilavuus ja analogiaulostulon suurinta arvoa (10V) vastaava tilavuusvirta, joka tehdyissä mittauksissa oli 250 l/min. D/A-muuntimen resoluutio on 11 bittiä välillä -10 – +10 V, näin ollen kvantisointivirheeksi muodostuu noin 0,25 l/min [55].

6.2.3. Pyörimisnopeusanturi

Sähkömoottorin ja pumpun akseleiden väliin asennettiin kuvassa 21 esitetty HBM:n T10F-tyyppinen anturi, jolla voidaan mitata pyörimisnopeutta ja momenttia. Edellistä mittaava osa koostuu infrapunavalosta ja metallilevystä, jossa on 360 aukkoa. Jännitepulssi saa erilaisen arvon riippuen siitä osuuko tunnistekennoon valo vai onko sen edessä aukon reuna. Varsinaista epävarmuutta valmistaja ei anturille tarjoa, mutta valmistustoleranssit sekä aukon leveydelle että reunan paikalle ovat $\pm 0,05$ mm. [56]



Kuva 21. Pyörimisnopeutta ja momenttia mittaava anturi T10F. [56]

Koska pyörimisnopeutta haluttiin mitata dSPACE:n jännitesisääntulolla, oli T10F:n pulssiviesti muutettava haluttuun muotoon. Se tehtiin HBM:n MP60 vahvistimella, jonka ulostulojännite 0 – 10 V vastaa nopeutta 0 – 12 000 r/min. [57]

6.2.4. Momenttianturi

Kuvassa 21 nähtävä T10F-anturi mahdollistaa myös momentin mittaamisen pumpun akselilta. Anturi mittaa leikkausjännitystä ja tieto välitetään taajuusviestinä eteenpäin. Mittausalue on -1000 – 1000 Nm, jota vastaavat taajuusarvot ovat 5 – 15 kHz. HBM ilmoittaa anturin epävarmuudeksi $\pm 0,1$ % (FS). [56] dSPACE ei osaa tulkita tällaista viestiä, vaan se pitää muuttaa jännitteeksi samanlaisella MP60-vahvistimella, kuin pyörimisnopeuden arvokin. Mittausaluetta vastaava jänniteväli on -10 – 10 V.

T10F:n näytämä tarkastettiin yksinkertaisella kokeella, jossa mekaanisen asennuksen valmistuttua anturiin kiinnitettiin metrin mittainen metallitanko. Tämä tanko asetettiin mahdollisimman vaakasuoraan asentoon ja siihen ripustettiin 5 kg painava punnus. Lopuksi luettiin näytöltä momentin arvo eri tilanteissa, verrattiin teoreettiseen ja korjattiin nollapisteen virhe.

6.2.5. Lämpötila-anturi

Öljyn lämpötila mitattiin pumpun korkeapaineliitännästä Nokevalin valmistamalla Pt100-tyyppisellä TRCP anturilla (kuva 22). Vaikka hyötysuhdelaskennassa lämpötilaa ei suoraan huomioidakaan, tulosten toistettavuuden ja vertailukelpoisuuden kannalta on tärkeää, että tiedetään millä lämpötila-alueella ne on mitattu.



Kuva 22. Lämpötila-anturi Pt100, TRCP. [58]

Mittausjärjestelmässä anturin tietoa käytettiin lisäksi lämpötilasäädön takaisinkytkentään. Valmistajan tietojen mukaan anturin epätarkkuus on $\pm 0,3$ °C nelijohdinkytkentää käytettäessä [58].

6.3. Kuormitusventtiili

Halutun paineen aikaansaamiseksi käytettiin Bosch Rexrothin valmistamaa DBEME paineenrajoitusventtiiliä, jota voitiin ohjata suoraan dSPACE:n jänniteulostulolla venttiiliin integroidun elektroniikan ansiosta. Hyötysuhteiden mittaaminen ei aseta kuormitusventtiilille käytännössä muita vaatimuksia kuin sähköisen ohjaamisen. Lisäksi

takaisinkytkentä painelähtetimeltä ohjausjärjestelmään vähentää vaatimuksia entisestään, sillä tällöin hystereesistä ja epälineaarisuudesta aiheutuvat virheet voidaan käytännössä kumota kokonaan. Valinta tehtiinkin ohjaustavan lisäksi vain sopivan läpäisyn perusteella. Dynaamiset mittaukset aiheuttavat kuormitusventtiilille vaatimuksen nopeammasta nousuajasta kuin mitattavalla laitteella. Tästä ei kuitenkaan ollut saatavilla tietoa etukäteen, mutta venttiili osoittautui toimivaksi myös nopeutta vaativassa käytössä.

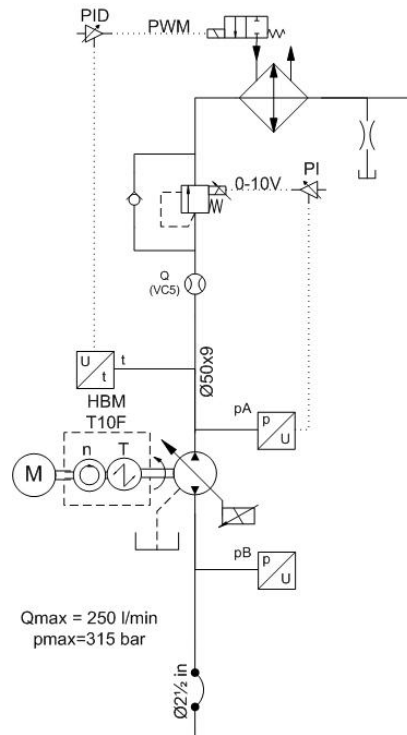
6.4. Mittausten suorittaminen

Mitattavana komponenttina oli vinolevypumppu, jonka sisältämä elektroniikka mahdollistaa sen ohjaamisen CAN-väylän avulla. Sen kierrostilavuus on 110 cm^3 ja ohjauskulman arvo voidaan mitata ja välittää väylälle. Tämän lisäksi elektroniikalla on toteutettu kulman takaisinkytketty säätö. CAN-väylää pitkin saadaan mittaustietoa muun muassa pumpun pääliitännöiden paineista sekä akselin pyörimisnopeudesta. Integroitu elektroniikka mahdollistaa myös erilaisia toimintatiloja, joissa anturitietojen perusteella pyritään pitämään tuotettu tilavuusvirta vakiona tai rajoitetaan pumpun ottamaa tehoa. Toimintojen vaatima laskenta suoritetaan häviöttömien kaavojen avulla, eivätkä ne siis ota huomioon hyötysuhteita.

Kuvassa 23 esitetään mittauksissa käytetty hydraulipiiri. Tämän tyyppisellä järjestelmällä kuormitettua toimintaa voidaan testata vain pumpun toiseen pyörimissuuntaan. Lopullisessa mallissa oletetaan, että käyttäytyminen on yhtenevää riippumatta siitä, kummassa liitännässä on suurempi paine. Lisäksi kuormituksena toimiva paineenrajoitusventtiili pystyy aiheuttamaan maksimissaan 315 baarin painehäviön, joten suurimmaksi paineeksi valittiin 300 baaria. Painetaso saatiin pidettyä hyvin tarkasti haluttuna virittämällä dSPACE:en mallinnettu PI-säädin oikealla tavalla. Säädetarkkuutta saatiin parannettua käyttämällä säätimen mittausarvona alipäästösuodatettua dataa. Öljyn lämpötilaa säädettiin jäähdyttimellä, jonka virtausta ohjaa normaali vesijohtoverkon ON/OFF-venttiili. Tässä tapauksessa dSPACE:en viritettiin PID-säädin ja ulostulojännitteellä ohjattiin vahvistinasteena toimivaa transistoria. Tämä oli välttämätöntä, sillä kappaleessa 6.1 mainittu dSPACE:n maksimiulostulovirta on vain 5 mA ja venttiilin kela vaati noin 1,5 A avautuakseen.

Kun kaikki mittauspisteet otetaan huomioon, paineen maksimivirhe on alle 1 baaria ja lämpötilan $3 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Kuristuksen tarkoituksena on varmistaa öljyn riittävä vaihtuvuus eli suorittaa huuhtelu. Hyötysuhteiden mittaaminen toteutettiin siten, että painetta kasvatettiin 50 baarin askelin, ja jokaisella painetasolla suoritettiin yhteensä kuusi mittaussarjaa:

- Pumpun ohjauskulma minimissä tai maksimissa ja pyörimisnopeus muuttuu.
- Pyörimisnopeus minimissä tai maksimissa ja ohjauskulma muuttuu.
- Lisäksi valittiin jokin ohjauskulma tai pyörimisnopeus ääriarvojen väliltä ja muutettiin kiinnittämätöntä muuttujaa.



Kuva 23. Pumpun mittauksessa käytetty hydraulipiiri.

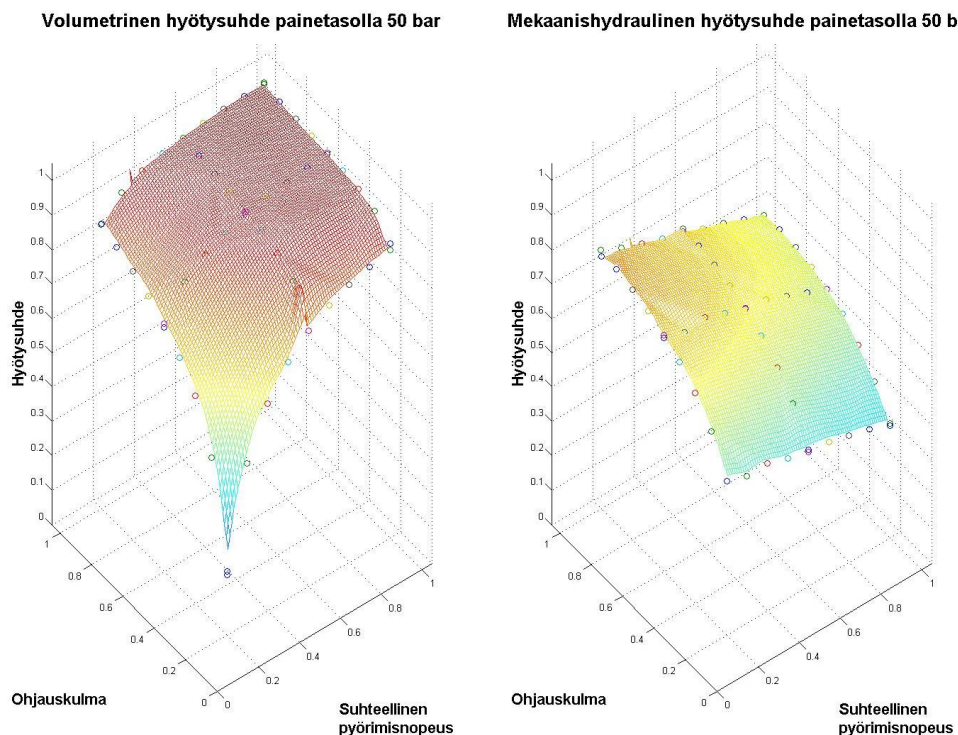
Ohjauskuulan minimiarvona käytettiin 30 %:a, maksimina 100 %:a ja mittausaskelena 10 %. Pyörimisnopeutta muutettiin välillä 1000 – 2500 r/min, 250 r/min askelin. Teholähteenä oli 100 kW:n taajuusmuuttajalla ohjattu sähkömoottori. Koska pumpun teoreettinen maksimiteho valituilla arvoilla on noin 127 kW, ei käytetyllä moottorilla pystytäkään mittaamaan koko mittausaluetta.

7. MITTAUSTULOKSET

Kaikki tässä luvussa esiteltävät yksittäisiä mittausarvoja kuvaavat pisteet on määritetty seuraavalla tavalla: Tavoitearvojen valinnan jälkeen odotettiin järjestelmän saavuttavan tasapainotilan, jolloin voitiin tallentaa luotettava 5 sekunnin mittainen näyte kustakin suureesta. Kun näistä lasketaan keskiarvot, saadaan yksittäisiä suureita sisältävä vektori, jonka alkioina ovat muun muassa hyötysuhteiden laskennassa tarvittavat arvot. Mittauksissa käytettiin 1 ms näyteväliä, joten keskiarvot lasketaan yhteensä 5000 pisteestä. Tällöin yksittäisten virheiden ja mittauskohinan vaikutus esitettyihin hyötysuhteiden arvoihin pienenee huomattavasti.

7.1. Hyötysuhdetasot vakiopaineilla

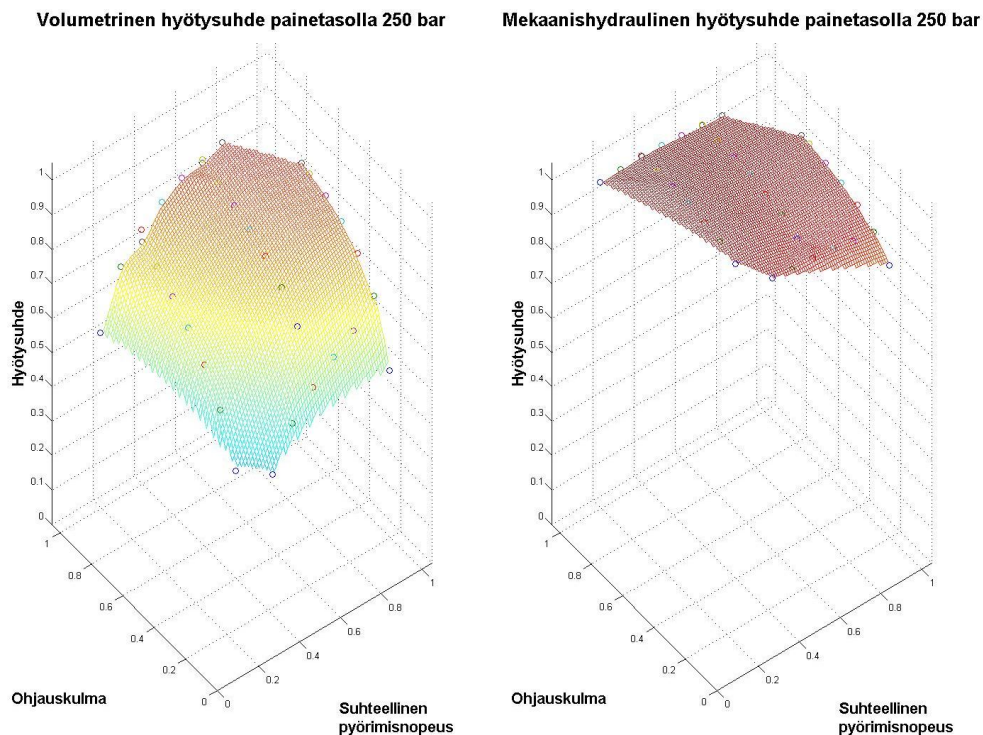
Kohteena ollut ajovoimansiirron pumppu testattiin hyötysuhteiden osalta erittäin laajasti, sillä mittauksia suoritettiin kuusi sarjaa 50 baarin välein. Tarkempi kuvaus löytyy kappaleesta 6.4. Kuvassa 24 nähdään pumpun hyötysuhteet, kun korkeapaineliitännän paine on 50 baaria. Vasemmalla puolella esitetään volumetrinen ja oikealla mekaanishydraulinen hyötysuhde sekä ohjauskulman että pyörimisnopeuden funktiona.



Kuva 24. Mitatun pumpun hyötysuhteet 50 baarin paineella.

Kuva 24 myös havainnollistaa miltä alueilta tietyn painetason data kerättiin. Huomataan, että volumetrinen hyötysuhde ei muutu merkittävästi pyörimisnopeuden ollessa yli 1500 r/min (kuvassa 60 %) ja ohjauskulman muutokset taas alkavat vaikuttaa vasta mentäessä alle 30 %:in. Mekaanishydraulinen hyötysuhde on näin matalalla paineella hyvin huono johtuen vähäisten vuotojen huonosta voitelukyvyistä. Tällöin pyörimisnopeuden muuttuminen vaikuttaa selvästi mitattuun arvoon, siten että nopeuden kasvaessa kitkat suurenevät, ja hyötysuhde pienenee. Ohjauskulman vaikutus on suurempi kuin volumetrisella hyötysuhteella, etenkin kun toimitaan lähellä maksimipyörimisnopeutta. Kaikki edellä mainitut asiat voidaan päätellä pumpun rakenteen ja fysiikan lakien perusteella, joita on tarkasteltu luvussa 3.

Paineen kasvattamisen vaikutukset hyötysuhteisiin voidaan huomata kun edellisen kuvan arvoja verrataan kuvaan 25. Jälleen on tehty samanlaiset kuusi mittaussarjaa, mutta nyt painetta on 250 baaria. Sähkömoottorin liian pieni teho havaitaan tason loppumisena ennen kuin suureiden maksimiarvot on saavutettu samanaikaisesti.



Kuva 25. Mitatun pumpun hyötysuhteet 250 baarin paineella.

Korkeammalla paineella muutokset sekä pyörimisnopeudessa ja ohjauskulmassa vaikuttavat voimakkaasti vasemmalla puolella esitettyyn volumetriseen hyötysuhteeseen. Mekaanishydraulinen hyötysuhde taas pysyy kaikkiin tässä luvussa esitettyihin verrattuna todella muuttumattomana, vaikka se laskeekin alle 90 %:in ohjauskulman ollessa pienempi kuin 40 %. Pyörimisnopeuden suhteen tapahtuvat muutokset jäävät muutama prosenttiyksikköön koko alueella. Osaltaan tähän tosin vaikuttaa se, että aivan pienimmillä tilavuusvirroilla ei pystytty tuottamaan haluttua painetta, jolloin kyseistä pistettä ei huomioitu näissä kuvissa. Kuvien 24 ja 25 tasoissa havaittavat epätasaisuudet ovat seurausta piirtoon käytetystä interpolointialgoritmista.

7.2. Sovitus Kahden käyrän malliin

Suoritetuista mittauksista voidaan erottaa luvussa 4.2 esitellyn Kahden käyrän mallin vaatimat pisteet, joiden perusteella määritetään kummallekin hyötysuhteelle kuusi perusfunktiota. Vaikka viidelläkin pisteellä saavutetaan riittävä tarkkuus, ei mitattuja pisteitä ole poistettu, vaan määrittämisessä käytetään kaikkia sopivia näytteitä. Kuten kappaleessa 6.4 todettiin, sähkömoottorin teho ei riitä koko alueen mittaamiseen. Tämän vuoksi joidenkin funktioiden määrittämisessä on käytetty täysin teoreettisia pisteitä, joilla pidetään approksimoitua hyötysuhteen arvoa todellisuutta paremmin kuvaavina. Nämä esitetään mustina tähtinä, kun varsinaiset mittauspisteet ovat muun värisiä ympyröitä ja neliöitä. Dataan sovitettujen funktioiden vastineet löytyvät luvusta 4.2.

Kuvassa 26 nähdään mittaukset, jotka on tehty pyörimisnopeuden funktiona minimi- ja maksimipaineilla ohjauskulman ollessa 100 %:a. Kun dataan sovelletaan pienimmän neliösumman menetelmää, saadaan yhtälöt (40) – (43).

Volumetrinen hyötysuhteen funktiot:

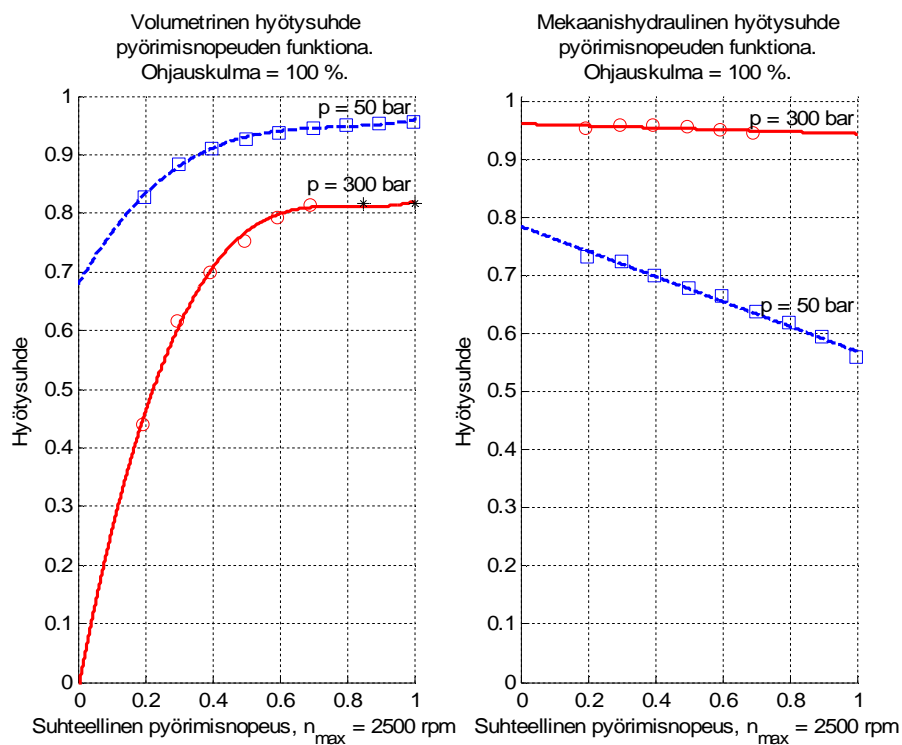
$$\eta_{\text{volpmax}}(n_{\text{suht}}) = 1,56 n_{\text{suht}}^3 - 3,80 n_{\text{suht}}^2 + 3,08 n_{\text{suht}} - 0,017 \quad (40)$$

$$\eta_{\text{volpmin}}(n_{\text{suht}}) = 0,55 n_{\text{suht}}^3 - 1,27 n_{\text{suht}}^2 + 1,00 n_{\text{suht}} + 0,678 \quad (41)$$

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen funktiot

$$\eta_{\text{mhpmx}}(n_{\text{suht}}) = -0,0171 n_{\text{suht}} + 0,962 \quad (42)$$

$$\eta_{\text{mhpmn}}(n_{\text{suht}}) = -0,215 n_{\text{suht}} + 0,786 \quad (43)$$



Kuva 26. Hyötysuhteet pyörimisnopeuden funktiona.

Perusmallin muodostamiseksi tarvitaan myös mittaukset paineen funktiona minimi- ja maksimipyörimisnopeudella. Tässäkin mittauksessa ohjauskulman arvo on 100 %:a. Kerätty data ja siihen sovitettut funktiot esitetään kuvassa 27. Muista sovituksista poiketen paineen funktiona määritetyt käyrät haluttiin pitää todenmukaisella alueella

400 baariin saakka, vaikka mittausjärjestelmä mahdollistikin vain 300 baarin maksimipaineen. Tämän vuoksi myös minimipyörimisnopeudella (poikkeuksellisesti 500 r/min) mitattuun sarjaan on lisätty kaksi teoreettista pistettä. Suurin käytetty pyörimisnopeus on 2500 r/min, ja myös tähän sarjaan on lisätty pisteitä. Sovellettaessa pienimmän neliösumman menetelmää, saadaan yhtälöt (44) – (47).

Volumetrinen hyötysuhteen funktiot:

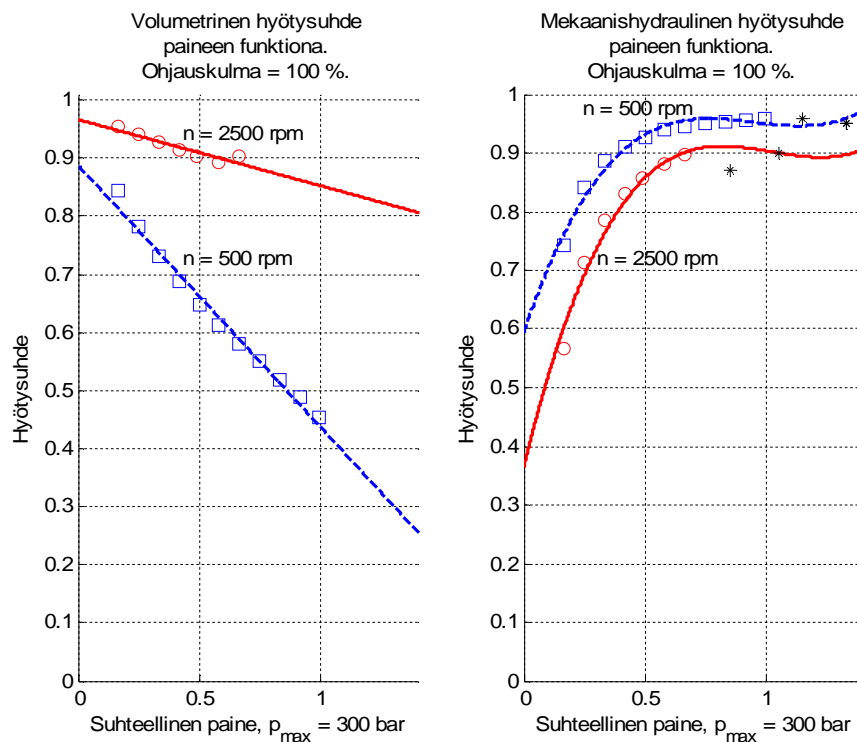
$$\eta_{\text{volnmax}}(p_{\text{suht}}) = -0,114 p_{\text{suht}} + 0,967 \quad (44)$$

$$\eta_{\text{volnmin}}(p_{\text{suht}}) = -0,450 p_{\text{suht}} + 0,889 \quad (45)$$

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen funktiot

$$\eta_{\text{mhnmax}}(p_{\text{suht}}) = 0,565 p_{\text{suht}}^3 - 1,74 p_{\text{suht}}^2 + 1,72 p_{\text{suht}} + 0,363 \quad (46)$$

$$\eta_{\text{mhnmin}}(p_{\text{suht}}) = 0,463 p_{\text{suht}}^3 - 1,33 p_{\text{suht}}^2 + 1,22 p_{\text{suht}} + 0,594 \quad (47)$$



Kuva 27. Hyötysuhteet paineen funktiona.

Kuvista 26 ja 27 on erityisesti nähtävillä, miten lineaarisesti pyörimisnopeus vaikuttaa mekaanishydrauliseen ja paine volumetriseen hyötysuhteeseen. Nämä yhteydet onkin otettu huomioon mallin rakenteessa, mikä huomataan yhtälöistä (15) ja (19).

Näiden mittausten jälkeen on mahdollista luoda malli vakio tilavuuspumpulle, jolloin muodostetaan yhtälöt (15) ja (19) kyseiselle pumpulle. Mitattu komponentti on kuitenkin säätötilavuuksinen, ja näytteitä on myös maksimia pienemmillä ohjauskulman arvoilla, joten on luonnollista lisätä tämäkin riippuvuus Kahden käyrän malliin. Kuva 28 sisältää mittauspisteet ja niihin sovitetut funktiot ohjauskulman funktiona minimi- ja maksimipaineella pyörimisnopeuden ollessa 2500 r/min. Jälleen sovitukseen on käytetty pienimmän neliösumman menetelmää, jolloin on saatu yhtälöt (48) – (51).

Volumetrinen hyötysuhteen funktiot:

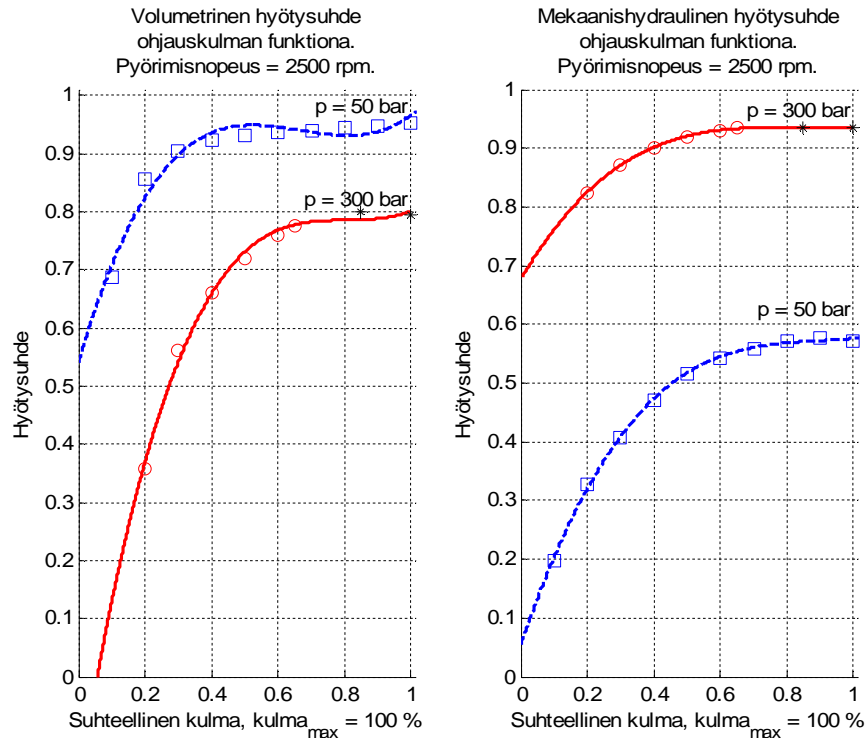
$$\eta_{\text{volpmax}}(\varepsilon) = 1,85 \varepsilon^3 - 4,48 \varepsilon^2 + 3,62 \varepsilon - 0,191 \quad (48)$$

$$\eta_{\text{volpmin}}(\varepsilon) = 1,55 \varepsilon^3 - 3,11 \varepsilon^2 + 1,99 \varepsilon + 0,539 \quad (49)$$

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen funktiot

$$\eta_{\text{mhpmax}}(\varepsilon) = 0,459 \varepsilon^3 - 1,15 \varepsilon^2 + 0,946 \varepsilon + 0,677 \quad (50)$$

$$\eta_{\text{mhpmmin}}(\varepsilon) = 0,674 \varepsilon^3 - 1,82 \varepsilon^2 + 1,67 \varepsilon + 0,0539 \quad (51)$$



Kuva 28. Hyötysuhteet ohjauskulman funktiona.

Kuvasta 28 huomataan, että pumpun ohjauskulmalla on erittäin suuri vaikutus molempiin hyötysuhteisiin. Arvot laskevat erittäin nopeasti kulman ollessa alle 40 %:n. Maksimipaineella volumetrinen hyötysuhde pienenee kaikkien mitattujen pisteiden välillä. Toisaalta minimipaineella mekaanishydraulinen hyötysuhde ei saavuta edes arvoa 0,6, jolloin vähäiset tilavuusvirtahäviötkään eivät pysty pitämään kokonaishyötysuhdetta hyvänä.

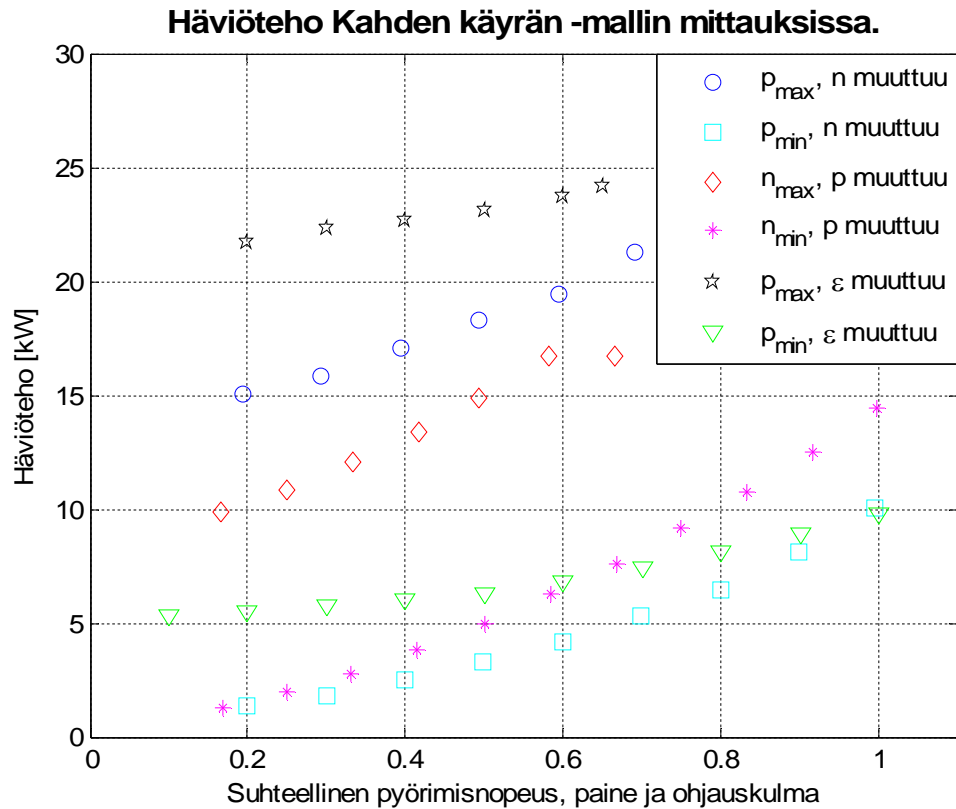
Kun ohjauskulman vaikutusta kuvaavat funktiot on määritetty, ne on vielä normalisoitava ennen kuin yhdistäminen Kahden käyrän malliin on mahdollista. Volumetrinen hyötysuhteen osalta tämä on esitetty yhtälöissä (20) – (21), ja vastaavat voidaan muodostaa myös mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle. Tähän vaadittavat funktioiden arvot ohjauskulmalla 100 %:a ovat

- $\eta_{\text{volpmax}}(1) = 0,799$
- $\eta_{\text{volpmin}}(1) = 0,969$
- $\eta_{\text{mhpmax}}(1) = 0,932$ ja
- $\eta_{\text{mhpmmin}}(1) = 0,578$

Normalisoinnin jälkeen mitatulle pumpulle voidaan määrittää yhtälö (22) ja vastaava mekaanishydraulinen kuvaus. Kerrottaessa näillä perusmallin yhtälöt saadaan funktiot,

joiden sisäänmenoina ovat pyörimisnopeus, paine sekä ohjauskulma ja ulostuloina kummatkin hyötysuhteet.

Edellisissä kuvissa esitettiin mittauksien perusteella laskettuja hyötysuhteita. Kuten muun muassa luvussa 3.8 kuitenkin todettiin, ei tämän suureen korkea arvo takaa pientä häviötehoa, kokonaiskulutuksesta puhumattakaan. Toisaalta todella matalakaan hyötysuhde ei ole täysin katastrofaalinen, mikäli kulutettu tehokin jää pieneksi. Kuvassa 29 nähdään Kahden käyrän mallin mittauksissa hukatut tehot.



Kuva 29. Häviöihin kuluneet tehot Kahden käyrän -mallin mittauksissa.

Esitetyt ajatukset voidaan todeta oikeiksi, kun tarkastellaan kuvia 26 – 29 yhdessä. Maksimipyörimisnopeudella ja suurimmalla saavutetulla paineella kuvasta 27 voidaan arvioida kokonaishyötysuhteen arvoksi noin 80 %, näillä arvoilla häviöteho on 16,7 kW. Minimipaineella ja maksimiohjauskulmalla vain 55 % moottorilta otetusta tehosta pystytään muuttamaan hydrauliseksi (katso kuva 28), mutta hukattu teho on kuitenkin vain 10 kW.

Luonnollisesti hyötysuhteiden perusteella pystytään valitsemaan myös energiataloudellisin ajovoimansiirron ohjausyhdistelmä. Esimerkiksi kuvassa 29 maksimipaineella ja 60 % pyörimisnopeudella mitattu tilavuusvirta vastaa erittäin hyvin samalla paineella ja 60 % ohjauskulmalla tuotettua, mutta jälkimmäisessä tapauksessa häviöihin kuluu yli 4 kW enemmän tehoa. Kokonaishyötysuhteiden ero on noin 4,7 prosenttiyksikköä. Koska pisteet muilta osin vastaavat toisiaan, voitaisiin tämä teho säästää panostamalla ohjausjärjestelmän suunnitteluun.

8. NEUROVERKKOMALLIEN MÄÄRITTELY MITTAUSDATAN AVULLA

Tässä kappaleessa luodaan mittausdatan pohjalta pumpun hyötysuhteita mallintavat neuroverkot. Koska tarkoituksena on määrittää offline-malli, tarkastellaan vain ohjattua opetusta käyttäviä verkkoja. Tämän tyyppiset verkot eivät sisällä minkäänlaista älyä, eivätkä ne siis voi enää kehittyä paremmiksi, itse asiassa ne saattavat menettää käytännön tarkkuuttaan esimerkiksi komponentin kulumisen myötä. Sama ilmiö havaitaan luonnollisesti kaikilla malleilla, jotka määritellään vain etukäteen kerättyjen mittauspisteiden perusteella.

Hyötysuhteita mallinnettiin kolmella erityyppisellä neuraalijärjestelmällä: MLP, RBFN ja ANFIS. Vaikka kaksi ensimmäistä rakennetta sallivatkin useamman ulostulon käyttämisen, on kaikki mallit toteutettu siten, että hyötysuhteet on mallinnettu erillisiä verkkoja käyttäen. Hyödynnettäessä neuroverkkoihin pohjautuvaa mallinnustapaa, pystytään mahdollisesti vähentämään tarvittavan käsityön määrää, koska opetus on erittäin nopeaa nykyaikaisilla matematiikkaohjelmistoilla.

8.1. Opetusdata

Koska luvussa 4.4 kuvatun mallin vaatimien laajojen mittauksen tekeminen ja tasojen kuvaavien funktioiden määrittäminen on todella hidas ja manuaalinen prosessi, otettiin tavoitteeksi löytää mahdollisimman pieni määrä mittauspisteitä, jolla hyötysuhteiden kuvaukset säilyisivät virheiltään riittävän pieninä. Tämä edellyttää opetusdatan mittaamista oikeista paikoista, eivätkä ne välttämättä ole samoja erityyppisille verkoille. Suuntaa-antaviksi arvoiksi valittiin Kahden käyrän mallin mittauspisteiden minimimäärä (30 kappaletta) ja maksimivirheeksi 5 prosenttiyksikköä. Lisäksi olisi suotavaa, että jokseenkin samoista paikoista mitatuilla pisteillä voitaisiin saavuttaa riittävä malli esimerkiksi toisen valmistajan pumpulle, joka olisi mahdollisesti eri kokoluokkaa, mutta kuitenkin aksiaalimäntätyyppinen.

Mallinnusprosessin ensimmäisessä vaiheessa jokaiseen verkkoon määritettiin selkeästi liian suuri määrä laskentayksiköitä, jotta päätös sopivasta opetusdatajoukosta perustuisi mahdollisimman suurelta osin siitä itsestään aiheutuviin virheisiin. Alussa muodostettiin seuraavanlaiset vaihtoehdot:

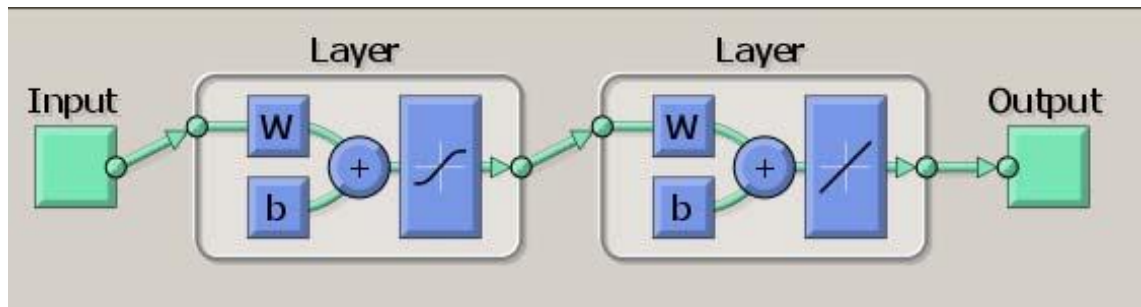
1. Minimi- ja maksimipainetasojen nurkat sekä keskipisteet (yhteensä 11 pistettä)
2. Minimi- ja maksimipainetasojen reunat sekä keskipisteet (19 pistettä)
3. Minimi- ja maksimipainetasojen reunat sekä kaksi 5 mittauksen sarjaa tason keskustan läpi (38 pistettä)

4. Neljän painetason (50, 100, 200 ja 300 bar) nurkat ja keskipisteet (21 pistettä)
5. Neljän painetason reunat ja keskipisteet (37 pistettä)
6. Kuuden painetason (50, 100, ..., 300 bar) reunat ja keskipisteet (56 pistettä)

Verkkoja opetettiin näillä datajoukoilla esitetyssä järjestyksessä, ja riittävän lähelle tavoitevirhettä päästiin viidennellä, 37 datapistettä sisältävällä, vaihtoehdolla. Myös viimeistä joukkoa käytettiin, mutta tulokset eivät parantuneet merkittävästi. Jotta mikään sisääntulo ei olisi saanut toista suurempaa merkitystä, datajoukot normalisoitiin. Tämä on otettava huomioon malleja käytettäessä. Verkoilla saavutetut tulokset ja niiden vertailu Kahden käyrän sekä luvun 4.4 malleihin esitetään luvussa 9.

8.2. MLP-verkot

Hyötysuhteiden mallinnukseen MLP-verkoilla käytettiin Matlabin Neural Network Toolboxin newff-funktiota, joka luo käyttäjän toimivan rakenteen verkon syötteenä annetuista input-output -pareista. Tässä vaiheessa määritetään solmujen aktivointi- sekä käytettävät optimointi- ja kustannusfunktiot. Oletuksena piilokerrokset toteutetaan hyperbolisella tangentti sigmoid -funktiolla. Tämä eroaa normaalista hyperbolisesta tangentista vain hieman pienemmän numeerisen tarkkuuden ja nopeamman laskenta-ajan osalta. Ulostulokerroksella käytetään lineaarista aktivointia, molemmat esitetään kuvassa 30. Optimointimenetelmänä on luvussa 5.3.3 esitelty LM, ja kustannusfunktio lasketaan virheiden neliösummaa hyväksikäyttäen.



Kuva 30. Käytettyjen MLP-verkkojen yleinen rakenne.

Mikäli opetuksen kulkua halutaan muokata tarkemmin, voidaan muodostettua verkkoa opettaa uudestaan train-funktiolla. Koska syötedata jaetaan oletuksena satunnaisesti opetus-, validointi- ja testijoukkoihin, ei tällä tavoin pystytä saamaan haluttuja pisteitä juuri opetusta varten. Parametreja onkin muutettava siten, että kaikki näytteet kohdistetaan opetukseen. Koska validointidata puuttuu, todennäköisyys verkon liian tarkkaan sovittamiseen kasvaa. Tämä johtaa yleistyskyvyn heikkenemiseen. Ongelma pyrittiin kiertämään rajoittamalla iteroitokierroksien lukumäärää, ja asettamalla opetuksen tavoitevirhe oletusta suuremmaksi.

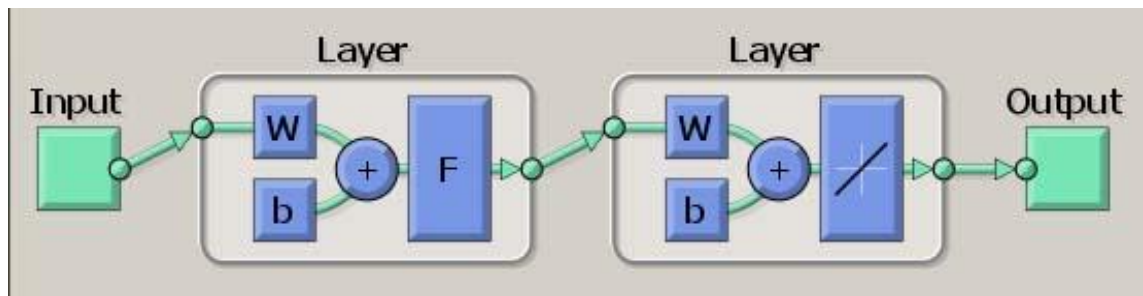
Hyötysuhteita mallintavat verkot määriteltiin käyttäen osittain hyväksi Setionon ja Gawedan [47] karsimismenetelmää. Alussa ne sisälsivät 15 solmua, joita poistettiin yksi kerrallaan, kunnes virheet alkoivat selvästi kasvaa. Järjestelmissä käytettiin Hornik et al. tutkimuksen ([3]) perusteella vain yhtä piilokerrosta.

Volumetrinen hyötysuhdetta mallintavan verkon kooksi saatiin tällä menetelmällä 8 piilokerroksen solmua. Lähteessä [47] esitettyä painokertoimien karsimista ei tehty, joten kuvan 30 vasemman puoleinen painokerroinmatriisi w on kooltaan 8×3 ja bias-matriisi b 8×1 . Kuvassa oikealla olevan ulostulokerroksen painomatriisi on kooltaan 1×8 , ja bias-termejä on yksi. Järjestelmässä on siis yhteensä 41 viritettävää parametria.

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen verkko on hieman yksinkertaisempi, sillä kuvan 30 kaltainen rakenne sisältää vain 6 solmua piilokerroksella. Edellisten matriisien koot ovat tällöin samassa järjestyksessä esitettynä 6×3 , 6×1 , 1×6 ja 1×1 , jolloin parametreja on 31. Ero volumetriseen malliin selittyy todennäköisesti muun muassa mekaanishydraulisen hyötysuhteen pysymisenä lähes vakiona korkeilla paineilla, mikä voidaan havaita myös kuvista 25 ja 26.

8.3. RBF-verkot

RBF-verkot toteutettiin Matlabin Neural Network Toolboxin `newrb`-funktioilla, jonka ulostulona saadaan kyseinen verkko käyttäjän määrittelemän, yksittäisen funktion leveyttä kuvaavan, spread-parametrin ja input-output -parien avulla. Kappaleessa 5.2.2 käsiteltiin näistä ensimmäisen vaikutusta lopputulokseen. Kuvassa 31 piilokerroksen funktiot on merkitty F :llä, ja ne toteuttavat yhtälön $y = e^{-\text{spread}^2}$. Ulostulokerros on MLP:n tapaan lineaarinen.



Kuva 31. Käytettyjen RBF-verkkojen yleinen rakenne.

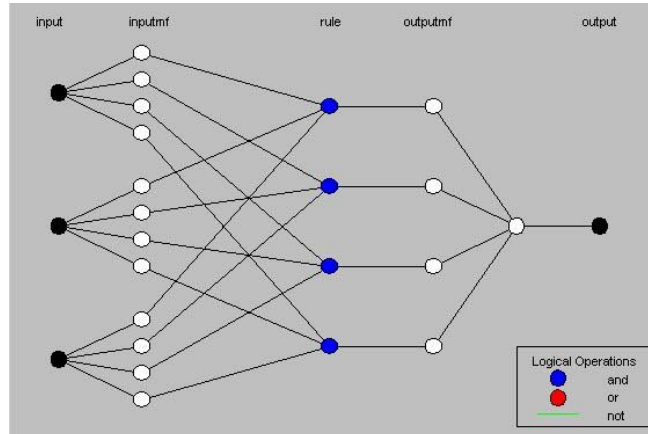
`Newrb`-funktion parametreja muutettiin, jotta vältettäisiin verkon liian tarkka sovittuminen opetusdataan: tavoitevirhettä kasvatettiin, ja solmujen maksimimäärää pienennettiin. Määrittelyalgoritmin ensimmäisessä vaiheessa verkkoon syötetään jokainen mittauspiste ja sitä vastaava hyötysuhteen arvo. Tämän jälkeen etsitään piste, jonka virhe on kaikkein suurin, ja asetetaan aktivointifunktio siihen. Viimeiseksi päivitetään painokertoimet virheiden neliösumman minimoimiseksi. Uusia funktioita lisätään niin kauan kunnes määritetty virhe tai solmujen maksimimäärä saavutetaan.

Tällä tavoin mallinnettuna volumetrinen hyötysuhteen verkkoon tarvitaan 14 ja mekaanishydrauliseen 15 funktiota, jolloin vastaavat parametrien määrät ovat 71 ja 76. Näistä ensimmäisen verkon funktioiden leveysparametrin arvo oli 4 ja jälkimmäisen 9.

8.4. ANFIS-järjestelmät

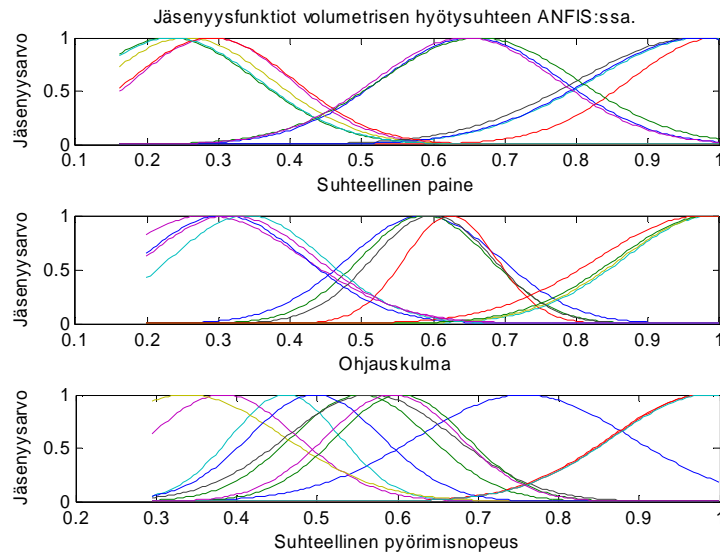
Sumean päättelyjärjestelmän luominen aloitetaan Matlabissa tyypillisesti valitsemalla datan ryvästysmenetelmä. Tässä työssä käytettiin FCM-klusterointia, jolloin hyödynnetään `genfis3`-funktio. Syötteiksi tarvitaan luonnollisesti sisäänmenot ja ulostulot, mutta myös päättelyjärjestelmän tyyppiin, jäsenyysfunktioiden määrään ja joihinkin klusterointiparametreihin pystytään vaikuttamaan. Syötettyä jäsenfunktioiden lukumäärää kuitenkin käytetään suoraan jokaisessa input-suureessa, mikä saattaa tehdä mallista tarpeettoman raskaan. Alustavan järjestelmän muodostamisen jälkeen siirrytään ANFIS:in opettamiseen, joka suoritetaan `anfis`-funktion avulla. Algoritmiksi valittiin luvussa 5.3.4 kuvattu hybridimenetelmä, mutta tarkempaa kuvausta sen toiminnasta Matlab ei tarjoa. Nyt opetusdatan lisäksi voidaan hyödyntää myös validointidataa, jonka tarkoituksena on estää mallin liian tarkka mukautuminen opetusjoukkoon. Samaa tavoiteltiin myös iterointikierrosten määrän rajoittamisella. Lisäksi pienennettiin opetusaskelen aloituskokoa, ja kasvatettiin tavoitevirhettä.

Käyttämällä näitä funktioita edellä kuvatulla tavalla saatiin muodostettua kaksi hyvin erikokoista sumeaa päättelyjärjestelmää. Matlabin muodostama rakenne mekaanishydraulisen hyötysuhteen mallille on esitetty kuvassa 32. Kun tätä verrataan luvussa 5.2.3 esiteltyyn malliin, huomataan että tasoja on yksi vähemmän. Todennäköisin syy on kuvan 15 3. ja 4. kerroksen yhdistyminen yllä näkyväksi `outputmf`-kerrokseksi.



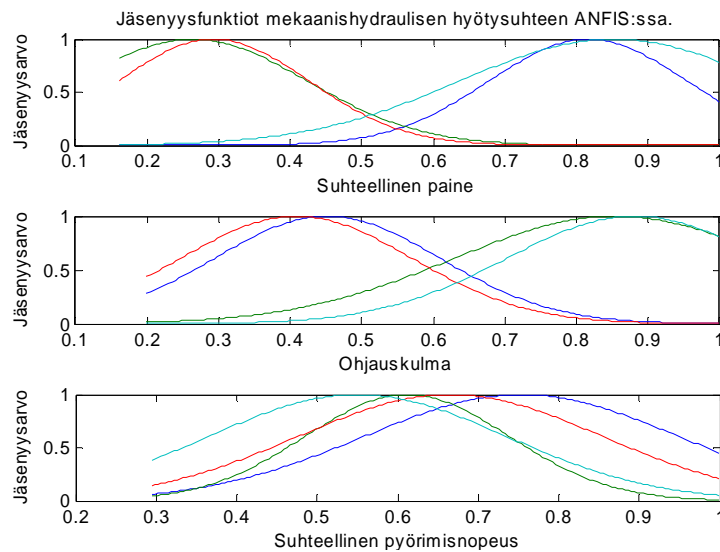
Kuva 32. Käytettyjen ANFIS:ien yleinen rakenne.

Kuvasta huomataan myös, miten jäsenfunktioparametrin arvo 4 koskee jokaista inputia. Tässä tapauksessa ongelma ei ole niin suuri, kuin volumetrisella hyötysuhteella, jolla jokseenkin hyväksyttäviä tuloksia saavutettiin vasta arvolla 12. Nämäkin järjestelmät opetettiin luvun 8.1 datajoukolla 5. Kuvassa 33 nähdään selvästi, miten samoihin paikkoihin paineen ja ohjauskuulan jäsenyysfunktio sijoittuvat.



Kuva 33. Volumetrinen hyötysuhdetta mallintavan ANFIS:n jäsenyysfunktiot.

Mikäli Matlab osaisi hyödyntää määritettyä funktiota useammassa kuin yhdessä säännössä, olisi tarvittavia parametreja huomattavasti vähemmän. Kuva 34 esittää vastaavat asiat mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle. Nyt tarvittavat säännöt on muodostettu huomattavasti pienemmällä määrällä jäsenyysfunktioita, joista jokainen lisää viritettäviä parametreja kymmenellä: yhteensä kuvan 33 malli vaatii niitä siis 120, kun kuvan 34 tapauksessa selvittää 40:llä.



Kuva 34. Mekaanishydraulista hyötysuhdetta mallintavan ANFIS:n jäsenyysfunktiot.

Matlab toki tarjoaa mahdollisuuden muokata päättelyjärjestelmiä lähes vapaasti, jolloin koko sääntökanta jäsenyysfunktioineen voidaan uudistaa. Tämä on kuitenkin erittäin hidas manuaalinen prosessi, jonka ohittaminen on ollut yksi ANFIS:n kehittämisen lähtökohdista [42, s. 337 – 338]. Myös tässä työssä määritettävien neuroverkkojen tarkoituksena on vähentää käsityön määrää hydraulikomponenttien hyötysuhteiden mallintamisessa, eikä automaattisesti luotuja järjestelmiä ole senkään vuoksi lähdetty muokkaamaan.

9. HYÖTYSUHDEMALLIEN VERTAILU

Edeltävissä luvuissa on esitelty useita hydraulikomponenttien hyötysuhdemalleja, joissa tarvittavien parametrien määrä vaihtelee muutamasta yli sataan. Koska perinteisien kerroinmallien vertailua uudempiin ovat suorittaneet muun muassa Huhtala [2] ja Karen [31], jätetään ne tarkastelujen ulkopuolelle. Sen sijaan keskitytään esittämään neuraalijärjestelmien ja vakiopaineilla mitattujen hyötysuhdetasojen avulla määritetyn mallin (luku 4.4) tarkkuuksia sekä yleistä käytettävyyttä. Eräänlaisena referenssinä edellisille toimii Kahden käyrän malli, joka myös osittain linkittää aiempia tutkimuksia tähän työhön.

Tässä luvussa verrataan mainittuja viittä mallityyppiä toisiinsa aluksi niiden virheiden perusteella. Tämän jälkeen pyritään löytämään sisäänmenosuureista tekijöitä, jotka vaikuttavat mallinnuksen epätarkkuuteen. Lopuksi malleja arvioidaan muilla kuin numeeriseen tarkkuuteen perustuvilla kriteereillä.

9.1. Virheet mitatuissa datapisteissä

Minkä tahansa mallin tarkoituksena on tuottaa alkuperäistä ilmiötä tai esinettä esittävä riittävän tarkka kuvaus. Virheiden toleranssit ovat luonnollisesti sovelluskohtaisia, mutta yleisesti funktioapproksimaatioissa ovat tärkeimpiä numeeriset virheet ja niihin liittyvien tunnuslukujen suuruudet. Taulukossa 1 esitetään jokaisen mallityypin hyötysuhdekohtaisia tunnuslukuja. Input-joukkona toimivat pumpun mitatut toimintapisteet siten, että arvot ovat pääosin luvussa 6.4 esitetyillä väleillä, ja mukana on täten myös kaikki neuroverkkojen opetuksessa käytetty data. Lisäksi joukko sisältää näytteitä, joissa pyörimisnopeutena käytetään arvoa 750 r/min ja ohjauskulmana 20 %:a.

Taulukko 1. Hyötysuhdemallien tunnuslukuja.

Hyötysuhde	Mallin tyyppi	Keskihajonta [%-yks.]	Maksimivirhe [%-yks.]	Mittauspisteet [kpl]
Volumetrinen	MLP	1,8	6,6	37
	RBFN	2,1	7,9	37
	ANFIS	4,3	16,3	37
	Hyötysuhdetasot	2,0	12,7	266
	Kahden käyrän malli	8,3	35,4	49 (min. 30)
Mekaanis-hydraulinen	MLP	1,1	4,2	37
	RBFN	1,6	4,7	37
	ANFIS	3,9	13,1	37
	Hyötysuhdetasot	0,5	2,1	266
	Kahden käyrän malli	3,0	10,0	49 (min. 30)

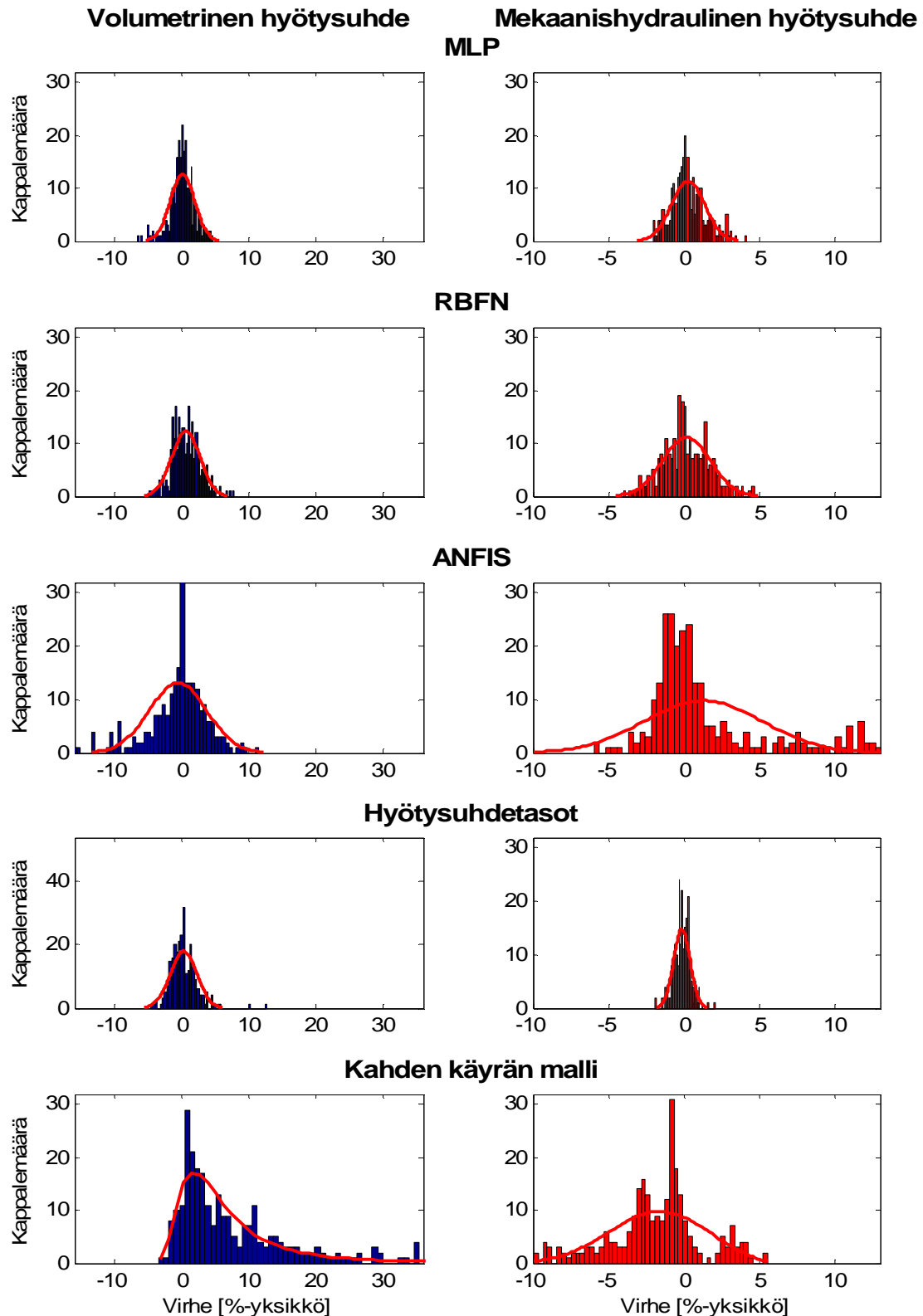
Taulukosta 1 huomataan, että volumetrisen hyötysuhteen mallintaminen on onnistunut tarkimmin MLP-verkolla, kun otetaan huomioon virheen keskihajonta ja suurin virheen arvo. RBFN:llä ja erillisillä hyötysuhdetasoilla saavutetaan lähes sama keskihajonta, mutta etenkin jälkimmäisen mallin maksimivirhe on huomattavasti MLP:n arvoa suurempi. Toisaalta kuvista 35 ja 36 nähdään, että kahta pistettä lukuun ottamatta myös hyötysuhdetasoilla tehdyn mallin virheet asettuvat erittäin tasaisesti lähelle nollaa. Kahden käyrän mallin virhearvot ovat moninkertaisia MLP:hen verrattuna, mutta on syytä muistaa, että sen minimipyörimisnopeus on 500 r/min, kun muilla vastaava arvo on 1000 r/min. Lisäksi sen määrittämiseen käytettyjä pisteitä voitaisiin hyvin todennäköisesti vähentää neuroverkkojen mukaiseksi, ilman että virheet kasvaisivat. Myös yli seitsenkertaisella pistemäärällä muihin verrattuna määritetylle hyötysuhdetaso-mallille olisi mahdollista suorittaa sama operaatio.

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen malleista mittauksia parhaiten vastaavat tulokset saadaan hyötysuhdetasoilla. Seuraavaksi tarkimman MLP:nkin tunnusluvut ovat siihen verrattuna noin kaksinkertaiset. RBFN on jälleen hyvin lähellä MLP:n arvoja, mutta ANFIS ei muista poiketen ole yhtään tarkempi volumetriseen hyötysuhteeseen verrattaessa. Kahden käyrän malli taas on parantunut prosenttiyksiköissä mitattuna eniten, ja se on itse asiassa ANFIS:a tarkempi. Huomionarvoista on kuitenkin se, että tämän hyötysuhteen ANFIS:ssa on kolme kertaa vähemmän parametreja kuin volumetrisessä vastineessaan.

Neuro-sumean päättelyjärjestelmän (ANFIS) tulos on ehkä yllättävänkin epätarkka verrattuna siihen, että sen rakenne on käytetyistä neuraalijärjestelmistä modernein. Osasyynä sen kuvassa 35 nähtävien jakaumien leveyteen ovat Matlabin klusteroinnin perusteella saadut jäsenyysfunktiot, joiden parametreja on viritetty järjestelmän opetusvaiheessa. Katsottaessa kuvan 34 ylintä osaa voidaan nähdä, miten input-avaruus on paineen osalta jaettu. Jäsenyysfunktiot eivät täysin peitä kaikkia alueita, vaan etenkin väli 50 – 60 % voisi olla paremmin katettu. Toisaalta samasta kuvasta huomataan, että pienemmille paineen arvoille on sijoittunut kaksi lähes identtistä jäsenyysfunktiota. Itse asiassa lähes kaikissa mekaanishydraulisen hyötysuhteen yli viiden prosenttiyksikön virheissä paine on juuri edellä mainitulla välillä. Mitattu datajoukko sisälsi kyseisillä paineilla noin 45 pistettä, ja vain 5:ssä näistä virhe oli mainittua rajaa pienempi. Samat asiat on esitetty myös kuvassa 37.

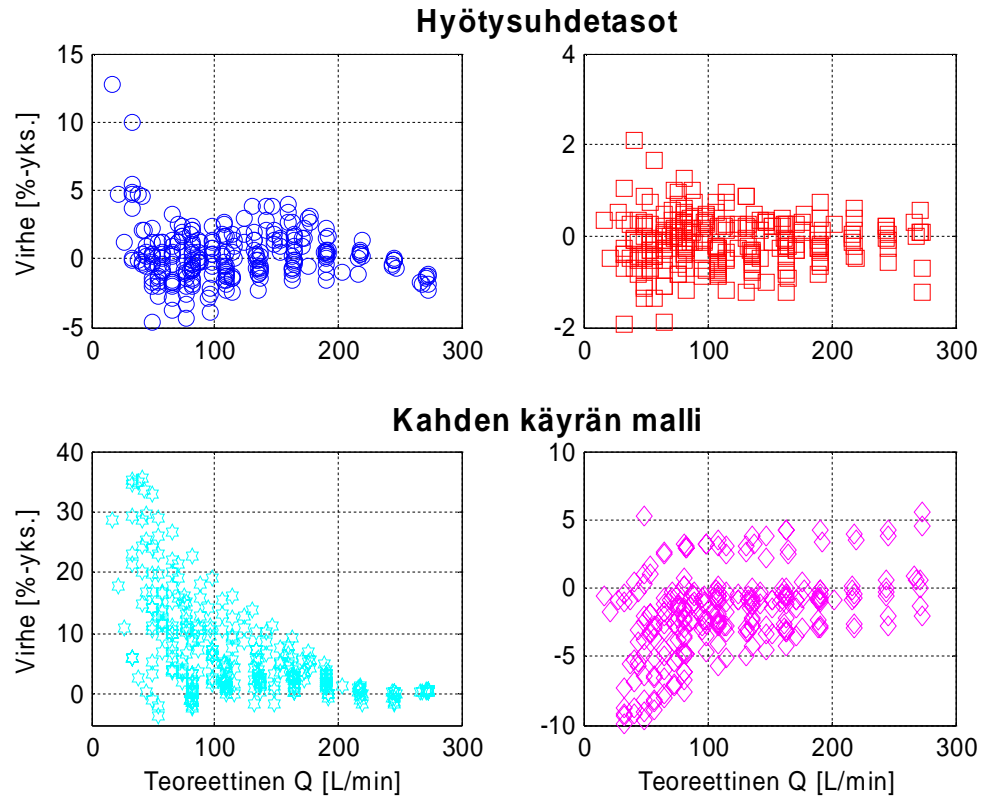
Kuvan 35 jakaumien skaalaukset ovat pystyakselin osalta samat kaikissa, mutta virhettä esittävät akselit vastaavat toisiaan vain hyötysuhteittain. Yleisesti voidaan todeta, että mekaanishydraulisen hyötysuhteen mallintaminen on onnistunut jokaisella mallilla vähintään yhtä hyvin kuin volumetrisen. ANFIS:a lukuun ottamatta tulokset ovat jopa selkeästi parempia. Syy tähän saattaa olla kyseisen suureen pysyminen lähes vakiona suurilla paineilla, mikä voidaan havaita myös kuvista 25 – 28. On myös mielenkiintoista, miten Kahden käyrän mallissa virheet sijoittuvat eri hyötysuhteilla: Tilavuusvirran häviöitä kuvaavan mallin ulostulo on käytännössä aina liian suuri. Myös pumpun ottama momentti tulisi arvioitua useammin todellista suuremmaksi, koska siihen liittyvä hyötysuhde ennustetaan monesti liian pieneksi. Toisaalta jos

ohjausjärjestelmän yhtenä tehtävänä on varmistaa dieselmoottorin käynnissä pysyminen joka tilanteessa, molempien hyötysuhteiden virheet ovat sen kannalta oikeanlaisia. Myöskään ANFIS:n virheet eivät ole jakautuneet täysin tasaisesti nollan molemmiin puolin, mutta tässä tapauksessa ero ei kuitenkaan yhtä selkeä kuin Kahden käyrän mallissa.



Kuva 35. Hyötysuhdemallien virhejakaumat.

Aiemmin mainittiin, että mekaanishydraulista hyötysuhdetta mallintavan ANFIS:n suurimmat virheet sijoittuivat tietylle painealueelle. Kuvassa 36 esitetään hyötysuhdetaso- ja Kahden käyrän mallin virheet sekä volumetriselle (vasen puoli) että mekaanishydrauliselle (oikea puoli) hyötysuhteelle teoreettisen tilavuusvirran funktiona. Kuvista on syytä huomioda niiden erilaiset skaalaukset.



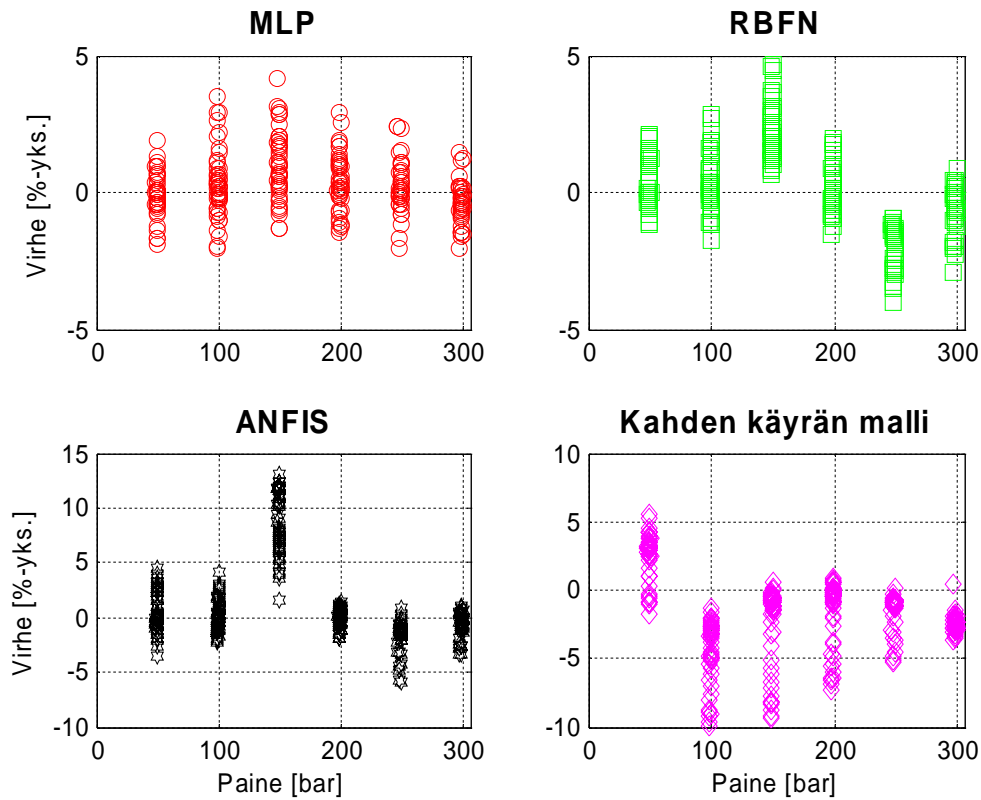
Kuva 36. Hyötysuhteiden virheet teoreettisen tilavuusvirran funktiona.

Vasen: volumetrinen, oikea: Mekaanishydraulinen hyötysuhde

Yleisesti voidaan todeta, että myös kaikkien neurolaskentaan perustuvien mallien virheet käyttäytyvät samoin kuin ylemmissä kuvissa nähtävä hyötysuhdetaso-malli: tilavuusvirran kasvaessa molemmille hyötysuhteille saadaan tarkempia arvoja, joskaan erityisen huomattavaa tämä parannus ei ole. Maksimivirheet sijoittuvat lisäksi aina pienimille tilavuusvirroille. Alemmat kuvat taas esittävät samoja virheitä Kahden käyrän mallille, jolla volumetrisen hyötysuhteen tarkkuus on poikkeuksellisen riippuvainen tilavuusvirrasta. Mallin ulostulo on hyvin kaukana mittauksien arvoista pienillä teoreettisilla virtauksilla. Kuvasta 24 huomataan, että juuri kyseisellä alueella, kun ohjauskulma ja pyörimisnopeus ovat pieniä, tämän hyötysuhteen arvo muuttuu erittäin nopeasti, eikä mallin ulostulo pienene samassa suhteessa. Mekaanishydraulisen hyötysuhteen virhe käyttäytyy samankaltaisesti, mutta suurin virhe ei ylitä 10 prosenttiyksikköä. Yli 100 litran teoreettisella minuuttituotolla ulostulon virhe on aina alle 5 prosenttiyksikköä.

Lisäksi havaittiin, että joidenkin mallien mekaanishydraulisen hyötysuhteen virhe on painetasosta riippuen hieman erilainen. Kuva 37 havainnollistaa ilmiötä RBFN:n,

ANFIS:n ja Kahden käyrän mallin tapauksessa. MLP toimii tässä verrokkina, ja voidaan sanoa, että mukaan lukien volumetriset hyötysuhteet kaikki muut kuvaajat näyttävät jokseenkin samanlaisilta sen kanssa.



Kuva 37. Mekaanishydraulisen hyötysuhteen virheitä paineen funktiona.

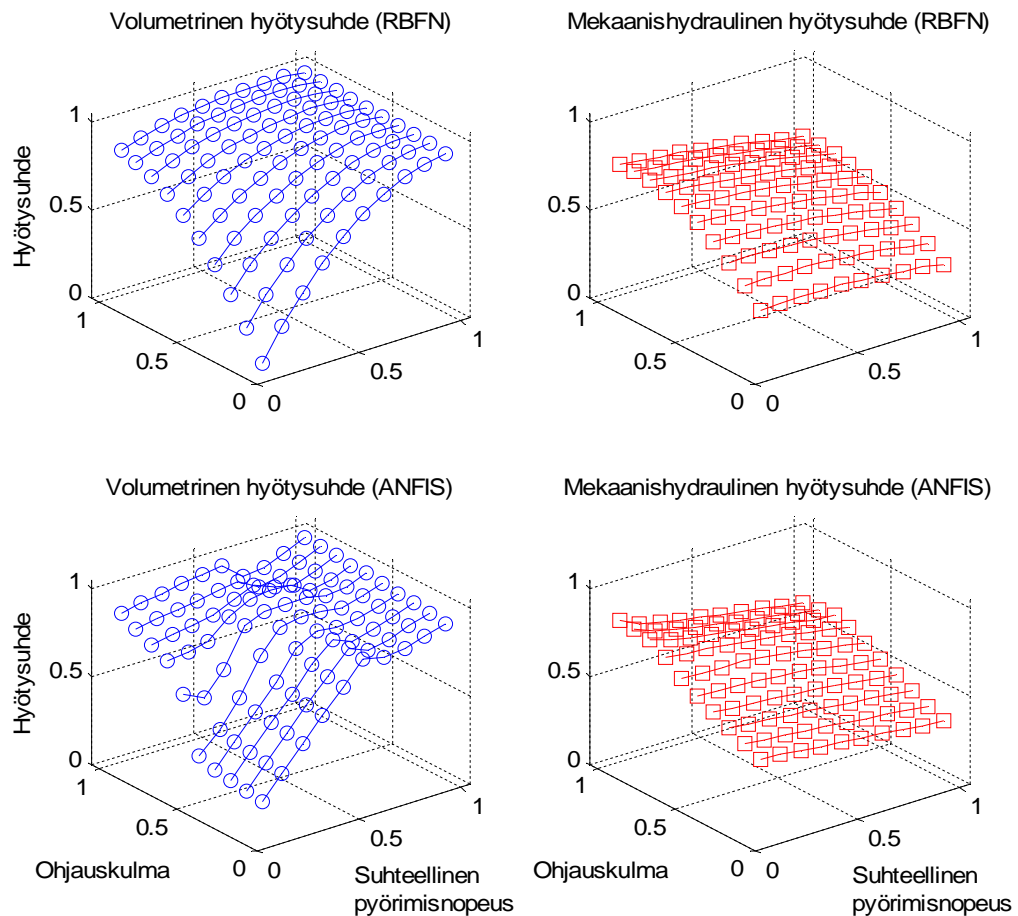
Jo aiemmin todettiin kuvasta 37 näkyvän ANFIS-järjestelmän suurimpien virheiden aiheutuvan puutteellisesti sijoittuneista paineen jäsenyysfunktioista. Hyvin todennäköisesti virheet pienenisivät, mikäli käytetyssä opetusdatassa olisi pisteitä tältä painealueelta. RBF-verkon suurimmat virheet sijoittuvat mainitun paineen lisäksi myös 250 baarin kohdalle, josta ei myöskään otettu yhtään pistettä opetusjoukkoon. Kahden käyrän mallilla ei vaikuta olevan täysin suoraa yhteyttä paineeseen, mutta ehkä sen määrittelytavasta (funktioit minimi- ja maksimipaineilla) johtuen juuri reunimmilla paineen arvoilla tulokset ovat hieman tarkempia. Kuvan 36 perusteella tilavuusvirta on kuitenkin selkeästi suuremmin virheisiin vaikuttava tekijä.

9.2. Mallien käytettävyys ja rajoitukset

Malleja ei voida arvioida ainoastaan niiden ulostulon virheiden perusteella, vaan huomioon on myös otettava esimerkiksi parametrien lukumäärä, toiminnan säännöllisyys koko alueella ja ekstrapolointimahdollisuudet sekä ehkä merkittävimpänä tarvittavien mittauspisteiden lukumäärä. Koska mallinnettava suure liittyy liikkuvan kaluston komponenttiin, ei ole itsestään selvää, että luotua järjestelmää pystytään käyttämään kaikissa ohjausmoduuleissa. Simulaattorikäytössä olevien tietokoneiden laskentateho on käytännössä aina tähän tarkoitukseen riittävä, mutta esimerkiksi

sulautetuissa järjestelmissä tämä oletus ei välttämättä päde. Tämän vuoksi myös tarvittavat laskentamenetelmät ja niiden suoritus aika on tarpeellista huomioida.

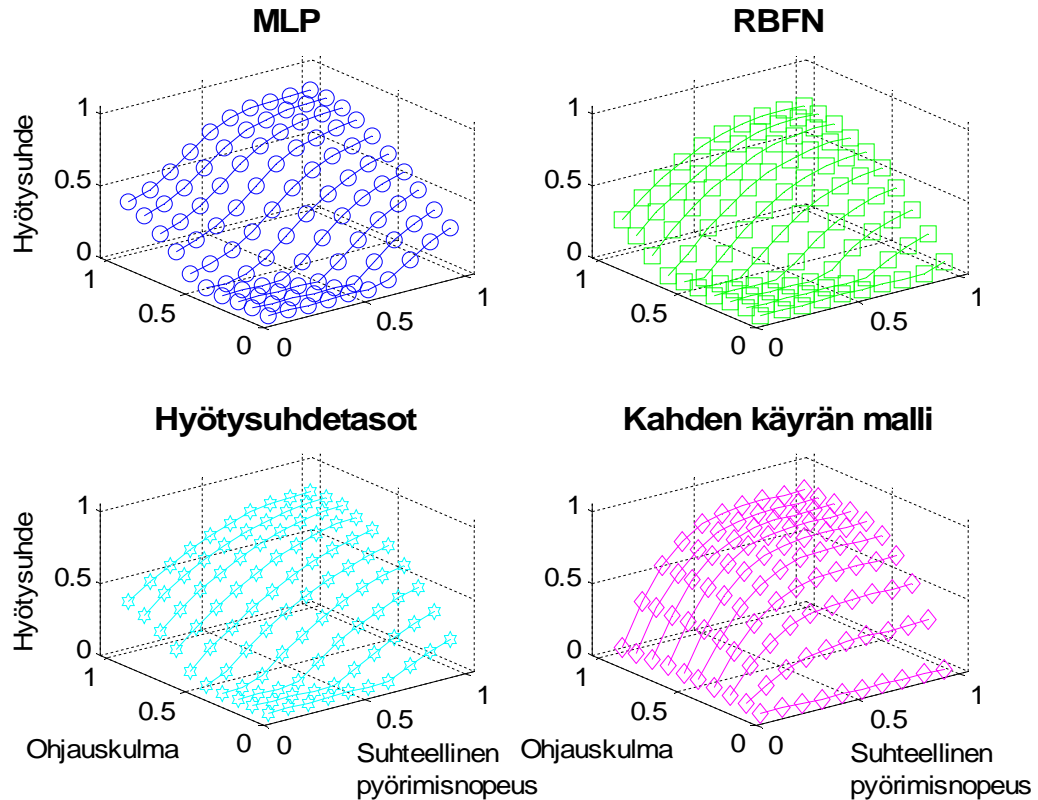
Kuvan 38 piirtämiseen on käytetty esitellyistä malleista generoituja Simulink-lohkoja, joihin on annettu syötteenä 50 baarin paine sekä yhteensä 100 tasavälein jaettua ohjauskulma-pyörimisnopeus -yhdistelmää. Tavoitteena oli selvittää, kuinka tasaisen pinnan erityisesti neuroverkot simuloivat molemmille hyötysuhteille. Usealla eri paineella suoritettujen simulointien perusteella voidaan sanoa, että tasot vaikuttavat varsin sileiltä lukuun ottamatta volumetrinen ANFIS:a, jonka lukuisat jäsenfunktiot ja säännöt todennäköisesti tekevät pinnasta muita monimutkaisemman. Esitettyjä kuvaajia voidaan verrata kuvaan 24 tasojen todenmukaisuuden arvioimiseksi.



Kuva 38. Simuloidut hyötysuhteet painetasolla 50 bar.

Erääksi arviointikriteeriksi määriteltiin mallin ekstrapolointimahdollisuus, eli toiminta alkuperäisen määrittämisalueen ulkopuolella. Erityisen tärkeää tämä on esimerkiksi silloin kun mittauksia ei pystytä suorittamaan koko alueelta, mutta käyttötarkoitus vaatii myös siellä järkeviä ulostulon arvoja. Kuvassa 39 esitetään mallien käyttäytymistä 375 baarin paineella, kun suurin mittauspaine oli 300 baaria. Hyötysuhdetaso-malliin määritettiin tätä varten kaksi ylimääräistä tasoa paineilla 350 ja 400 baaria. Tämä toteutettiin siten, että alempien paineiden pisteitä, joilla ohjauskulma ja pyörimisnopeus vastasivat toisiaan, asetettiin järjestykseen paineen mukaan, jolloin tähän joukkoon oli mahdollista sovittaa funktio, jota ekstrapoloimalla saatiin pisteet

uusille tasoille. Molemmat hyötysuhteet käsiteltiin erikseen. Menettelyn seurauksena saadaan valistuneet arviot hyötysuhteiden arvoille korkeilla paineilla, mutta näitä ei pidä sekoittaa varsinaisiin mittaustuloksiin. Vertailu mallien volumetristen hyötysuhteiden välillä nähdään kuvassa 39. ANFIS:n ulostulo on jätetty heikon vastaavuutensa ja mekaanishydrauliset hyötysuhteet yhtenevyytensä vuoksi esittämättä.



Kuva 39. Simuloidut volumetriset hyötysuhteet painetasolla 375 bar.

Kahden käyrän mallia lukuun ottamatta ulostulon arvo saturoituu nollaan riittävän pienillä tilavuusvirroilla (ohjauskulma-pyörimisnopeus -pareilla), mitä reaali maailmassa voidaan pitää osoituksena pumpun paineennostokyvyn loppumisesta. Koska pisteet kuvaavat vain tietyn mallin tarjoamaan ennustetta, ei niiden perusteella voi päätellä, että pumppu todella pystyy tuottamaan 375 baarin paineen kaikissa niissäkään kohdissa, joissa hyötysuhde saa positiivisen arvon.

Tietynlaiseksi vertailukohdaksi määritellyn hyötysuhdetaso-mallin suurin arvo on noin 80,2 %, mutta MLP ja Kahden käyrän malli tarjoavat hieman optimistisempia 83,9 % ja 82,5 %:n arvoja. RBFN poikkeaa muista selvästi, sillä sen maksimi on 71,8 %. Tasojen yleinen muoto on hyvin samankaltainen muissa paitsi Kahden käyrän mallissa, jonka aiemmin todettu positiivinen virhe pienillä tilavuusvirroilla toteutuu todennäköisesti myös tässä tapauksessa. Edelleenkin ei ole syytä puhua tarkoista virheistä, saati laskea niitä, koska sen edellyttämää mittaustietoa ei ole saatavilla.

Taulukkoon 2 on koottu yhteenveto mallien ei-numeerisista ominaisuuksista, joita tässä luvussa on jo esitelty, mutta mukana on myös lisäyksiä. Vaikka kuvassa 39 esitettiin hyvin tasaisia hyötysuhdepintoja myös neuroverkoille, ei niiden yleisestä ekstrapoloitumisesta voida tehdä lopullista päätöstä. Aina onkin syytä varmistaa luodun

mallin toimivuus riittävän pienin välein koko toiminta-alueella. Hyötysuhdetaso-malli taas on rakennettu siten, että se tarvitsee aina jollakin tavalla määritetyn tason pisteen molemmille puolille, eikä sen toimintaa sellaisenaan siis pystytä laajentamaan määrittäsalueen ulkopuolelle. Kahden käyrän malli sitä vastoin perustuu täysin tiedossa oleviin suhteellisen yksinkertaisiin matemaattisiin yhtälöihin, joten sen ulostulojen voidaan odottaa vastaavan mallin yleistä tarkkuutta myös muualla kuin mitattujen pisteiden välissä.

Taulukko 2. Hyötysuhdemallien yleisiä ominaisuuksia.

Mallin tyyppi	Ekstrapolointi	Toiminta säännöllistä	Laskennan vaatimukset	Suoritus aika	Määrittäminen
MLP	Varauksella	Kyllä	NN / Funktiot	Nopea	Automaattinen
RBFN	Varauksella	Kyllä	NN / Funktiot	Melko nopea	Automaattinen
ANFIS	Ei	Ei**	Funktiot	Hitain*	Automaattinen
Hyötysuhdetasot	Ei	Kyllä	Liukuluvut	Hidas*	Manuaalinen
Kahden käyrän malli	Kyllä	Kyllä	Liukuluvut	Nopea	Puoliautomaat.

* Nopeampi toiminta mahdollista, ** Volumetrinen

Mallien toiminnan säännöllisyyttä eri syötteillä esiteltiin muun muassa kuvassa 38, ja ainoastaan volumetrinen hyötysuhde kuvaava ANFIS ei pystynyt toteuttamaan mittaustenkin perusteella todettua tasaista muutosta. Suoritus aikoja on mitattu Simulink-ympäristössä, mutta tarkkojen arvojen esittäminen ei useiden testien poikkeavien tulosten vuoksi ole tarkoituksenmukaista. Nopeusjärjestys oli kuitenkin aina sama. Huomioitavaa näissä tuloksissa on, että ANFIS:n jäsenfunktioita yhdistämällä niiden kokonaismäärä laskisi, ja mallin laskenta-aika lyhenisi. Lisäksi hyötysuhdetaso-mallin suoritus on toteutettu yksinkertaisuuden vuoksi siten, että lasketaan jokaista mitattua painetta vastaavan funktion arvo. Vaihtoehtoisesti voitaisiin määrittää vain haluttua pistettä lähinnä olevien pintojen kohdat, jolloin tämän mallin suoritus voisi nopeutua huomattavasti.

Neurolaskentaa ei ole hyödynnetty liikkuvien koneiden ohjausjärjestelmissä käytännössä ollenkaan, ja siksi myös sitä suoraan tukevat kaupalliset ohjainyksiköt puuttuvat. Jos halutaan implementoida valmiiksi määritetty verkko, ei toteutus edes ole kovin monimutkainen, ja se voidaan tehdä ilman tarkoitukseen räätälöityä funktiotakin. Vaatimuksena on kuitenkin mahdollisuus määrittellä solmuille tarvittavat aktivointifunktiot, jolloin prosessorin on vähintään tuettava liukulukulaskentaa. Ilman valmista algoritmia esimerkiksi hyperbolisen tangentin approksimointi voi olla liian vaativaa, eikä numeerisesta tarkkuudestakaan ole tällöin takeita. Nämä seikat pätevät suoraan myös ANFIS:n jäsenyysfunktioihin.

Taulukon 2 viimeinen sarake kertoo miten paljon käsityötä mallin luominen mittaustiedosta vaatii. Neuroverkoilla opetusjoukon määrittelyn jälkeen on haettava sopivat järjestelmäkohtaiset parametrit joko jollakin systemaattisella menetelmällä (esimerkiksi [46] – [48]) tai yrityksen ja erehdyksen kautta. Rakenne on teoriassa täysin vapaa, eikä se siis periaatteessa sulje pois minkään muotoista funktiota. Kahden käyrän

mallissa työtä on selvästi enemmän, mutta valmiin rakenteen vuoksi määrittäminen on suoraviivaista, eikä viritettäviä parametreja ole yhtään kappaletta. IHA-koneen hyötysuhdetaso-malli taas on todella työläs luoda, koska jokaiselle hyötysuhteelle on haettava kutakin painetta vastaava funktio erikseen. Lisäksi Matlabin graafisesta käyttöliittymästä ei pysty edes suoraan siirtämään saatuja kertoimia työtilaan, jolloin myös inhimillisen virheen todennäköisyys kasvaa.

Etenkin MLP- ja RBFN-verkoilla saadut mallinnustulokset ovat erittäin lupaavia, sillä tarkkuus vastaa mittauksia heikoimmillaankin varsin hyvin. Kun vielä otetaan huomioon tarvittavien mittauspisteiden suhteellisen pieni määrä sekä automaattinen määrittäminen, mallit ovat erittäin houkutteleva vaihtoehto perinteisempiin tapoihin verrattuna. Niiden käyttäminen nykyisissä taloudellisesti kannattavissa ohjausyksiköissä on kuitenkin lähes mahdotonta, ja yleensä tarvitaankin juuri niitä varten räätälöityä tekniikkaa (kuten lähteessä [49]). Tämän työn tuloksia kannattaa käsitellä juuri sellaisina kuin ne ovat: yhden pumpun mittauksien perusteella suoritettu mallin ensimmäinen versio. Kun samoja menetelmiä päästään soveltamaan esimerkiksi erikokoisen tai toisen valmistajan pumpun vastaavaan dataan, saadaan parempi kuva niiden yleiskäytöisyydestä.

10. YHTEENVETO JA JATKOTUTKIMUS

Liikkuvan työkoneen ohjausjärjestelmän osana toimivan hyötysuhdemallin toivottavina ominaisuuksina pidetään tarkkuuden lisäksi nopeaa suoritusaikaa ja toteutettavissa olevia laskentamenetelmiä. Lisäksi yleisesti haluttavia piirteitä ovat tarvittavien mittauspisteiden vähäinen määrä, määrittämisen vaivattomuus sekä toiminnan tasaisuus koko käyttöalueella. Diplomityössä selvitettiin, miten hyvin neurolaskentaa hyödyntävät menetelmät täyttävät edellä mainitut vaatimukset.

Tavoitteen saavuttamiseksi suoritettiin kattavat mittaukset vinolevytyyppiselle suljetun piirin hydraulipumpulle. Kaikissa moderneissa hyötysuhdemalleissa mittausdataa käytetään verifiointiin lisäksi myös niiden määrittämisessä, mikä pätee myös erilaisiin neuroverkkorakenteisiin. Testijärjestelmällä painetta ei pystytty nostamaan aivan pumpun suurimpaan sallittuun arvoon, mikä osittain rajoitti mallien arviointia.

Kerättyjen näytteiden avulla määritettiin kolme erilaista neuroverkkopohjaista mallia pumpun volumetriselle ja mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle: globaalin funktiokuvauksen muodostava MLP, paikallisiin funktioihin perustuva RBFN ja neurosumea päättelyjärjestelmä ANFIS. Näiden lisäksi toteutettiin kuudelle vakioapaineelle sovitettujen funktioiden avulla hyötysuhdetasomallit, jotka ovat käytössä IHA-koneeksi kutsutussa tutkimusalueella. Myös Kahden käyrän malli muodostettiin, jotta saataisiin vertailukohta uusille järjestelmille.

Kaikkien mallien luomisessa hyödynnettiin Matlab-ohjelmiston erilaisia lisäosia, joista mainittakoon Neural Network ja Fuzzy Control Toolboxit. Nämä sisältävät kaikki määrittäykseen käytetyt funktiot, jolloin pystyttiin keskittymään matemaattisen toteutuksen sijasta oikeiden parametrien valintaan. Tällöin päästään myös hieman lähemmäs vaatimuksena ollutta yksinkertaista määrittämistä.

Koska yhtenä tavoitteena oli löytää mahdollisimman pieni määrä mittauspisteitä, joilla opetetun mallin ulostulot vastaisivat riittävän hyvin todellisia arvoja, oli selvää, ettei niitä voitaisi mitata sattumanvaraisista paikoista. Kun otettiin huomioon neuroverkkojen mahdolliset ongelmat opetusalueensa ulkopuolella, päädyttiin valitsemaan opetusjoukon näytteet pääosin mittausten suurimpia ja pienimpiä muuttujien arvoja sisältävistä toimintapisteistä. Loppujen lopuksi tarvittu määrä oli suhteellisen vähäinen, ja se itse asiassa vastasi hyvin tässä suhteessa kevyenä pidettyä Kahden käyrän mallia.

Uusilla malleilla saavutetut tulokset olivat sekä virheen keskihajonnan että maksimiarvon osalta varsin hyviä, lukuun ottamatta ANFIS:a, jonka tarkkuus olisi todennäköisesti parantunut vasta huomattavasti suuremmalla datamäärällä. Myös Matlabin automaattisesti generoima päättelyjärjestelmän rakenne oli tarpeettoman

monimutkainen. MLP- ja RBF-verkko sekä hyötysuhdetaso-malli todettiin tarkkuudeltaan riittäviksi ja kaikki mittauspisteet huomioiden Kahden käyrän mallia tarkemmiksi. Suuremmilla tilavuusvirroilla ja paineilla erot kuitenkin pienenivät.

Oletettu neuroverkkojen nopea suoritus aika, pystyttiin havaitsemaan Simulink-testin perusteella, jossa myös Kahden käyrän mallille mitattiin erittäin hyvä tulos. Tältä alueelta taas löytyy hyötysuhdetaso-mallin huono puoli, jonka lisäksi se on hidas määrittää ja vaatii paljon mittausdataa. Muuten erittäin varteenotettavina mallinnusvaihtoehtoina pidettävien MLP- ja RBF-verkkojen rajoitteena mobilekonekäytöissä on niiden vaatimien laskentamenetelmien puuttuminen yleisesti käytössä olevista ohjausyksiköistä. Valmiin verkon suorittaminen ei kuitenkaan vaadi esimerkiksi erityisen kehittyneitä prosessoria, mutta kysynnän puuttuessa ei tarjontaakaan ole syntynyt.

Koska neuroverkko voi periaatteessa approksimoida mitä tahansa funktiota, ei ole liioiteltua olettaa että tämän työn mallien periaatteet olisivat yleistettävissä myös erikokoisiin ja jopa toisen tyyppisiin pumppuihin. Mikään ei myöskään sulje pois esimerkiksi hydraulimoottorien hyötysuhteiden mallintamista neurolaskennalla. Jatkossa tarvitaan kuitenkin lisämittauksia, jotta voitaisiin todeta edes tässä työssä esiteltyjen rakenteiden yleisempi käyttökelpoisuus. On hyvin todennäköistä, etteivät samoilla solmujen määrillä tai funktioiden leveyksillä saavuteta aina optimaalisinta tulosta, mutta mikäli vaadittavat muutokset koskevat vain tämän tyyppisiä parametreja, voidaan onnistumista pitää erittäin hyvänä. Koska IHA-koneen ohjausjärjestelmään voidaan lisätä neurolaskentaa käyttäviä osia, määritettyjä malleja on mahdollista hyödyntää tulevaisuudessa esimerkiksi mallipohjaisissa säätäjissä. Tällaisilla kehittyneillä ratkaisuilla pystytään toivottavasti saavuttamaan etua tavoiteltaessa pienempää energiankulutusta.

LÄHTEET

- [1] Huhtala, K., Nikkilä, P., Vahlsten, P., Vilenius, M. The Effect of Control to the Efficiency of the Hydrostatic Transmission. Proceedings of The 6th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'99, Tampere, Finland, May 26 – 28, 1999. pp 351 – 369.
- [2] Huhtala, K. Modelling of Hydrostatic Transmission – Steady State, Linear and Non-Linear Models. Dissertation. Tampere 1996. Tampere University of Technology. Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. Me 123, Helsinki. 101 p.
- [3] Hornik, K., Stinchcombe, M., White, H. Multi-layer feedforward networks are universal approximators. Neural Networks, vol. 2, 6(1989)5, pp 359 - 366.
- [4] Lennevi, J., 1995. Hydrostatic Transmission Control – Design Methodology for Vehicular Drivetrain Applications. Dissertation. Linköping Studies in Science and Technology, No.395, Linköping. 233 p.
- [5] Huhtala, K., Nikkilä, P., Vilenius, M. The Comparison of Hydrostatic and Hydrodynamic Transmissions in the Mobile Vehicles. Proceedings of The 6th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'99, Tampere, Finland, May 26 – 28, 1999. pp 295 – 301.
- [6] Huhtala, K. Hydraulijärjestelmät mobilesovelluksissa. 2006. IHA-2300 Mobilehydrauliikka, luentokalvot. s. 16.
- [7] Guzzella, L., Amstutz, A. 1998. Control of Diesel Engines. Control Systems Magazine, IEEE, Volume 18, Issue 5. pp 53 – 71.
- [8] Agco Sisu Power. Taustamateriaali.
- [9] EYVL L 27.2.1998/59. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomoottoreiden kaas- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä.
- [10] EYVL L 21.4.2004/146. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2004/26/EY liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomoottoreiden kaas- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä annetun direktiivin 97/68/EY muuttamisesta.
- [11] Oma maa Massikka. Maatilan Pirkka 5(2009)2, s. 6 – 8.
- [12] Agco. What is AdBlue? [WWW]. [Viitattu 8.10.2009]. Saatavissa: <http://www.agcoforwardthinking.com.au/scr-engines/adblue/#menu0-e11>

- [13] Linjama, M. Digitaalihydrauliikka. FLUID Finland 2(2006)1, s. 14 – 19.
- [14] Linjama, M., Huhtala, K. Digital Pump-motor with Independent Outlets. Proceedings of The 11th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.
- [15] Ivantysyn, J., Ivantysynova, M. Hydrostatic pumps and motors. New Delhi 2000, Akademia Books International. 512 p.
- [16] Schmid, F. Hydrostatics Meet Mechanics. Proceedings of International Mobile Hydraulics Congress, Mobile 2006, Ulm, Germany, October 19 – 20 2006. pp 125 – 133.
- [17] Rossbach, K., Meise, A., Wolf, A., Maier, U. Drive and Control Technology for Self-Propelled Harvesters. Proceedings of International Mobile Hydraulics Conference, Mobile 2003, Ulm, Germany, October 16 – 17 2003. pp 129 – 138.
- [18] Vahlsten, P. Hydrostaattisen ajovoimansiirron hyötysuhteen mallintaminen. Diplomityö. Tampereen teknillinen korkeakoulu. Tampere 1999. Hydrauliikan ja automatiikan laitos. 90 s.
- [19] Erkkilä, M. Model-Based Design of Power-Split Drivelines. Dissertation. Tampere University of Technology, Publication 825. Tampere 2009. 94 p.
- [20] Mikkola, T. Valtra Direct valmiina tuotantoon. Käytännön maamies 15(2009)4, s. 64 – 66.
- [21] Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M.. Hydraulitekniiikan perusteet. 3. – 5. painos. Vantaa 2004, WSOY. 354 s.
- [22] Bosch Rexroth Group. 2009. Variable Motor A6VM/63. [WWW]. [Viitattu 21.9.2009]. Saatavissa: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54069,g61367&PageID=m3726>
- [23] Bosch Rexroth Group. 2009. Radial piston motors MCR. [WWW]. [Viitattu 21.9.2009]. Saatavissa: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54071&PageID=m3776>
- [24] Training Mobile Hydraulic Axial Piston Units Basic Principles and Function. Saksa. 2004. Bosch Rexroth. Koulutusmateriaali. 32 s.
- [25] Baker, J., Ivantysynova, M., Advanced Surface Design for Reducing Power Losses in Axial Piston Machines. Proceedings of The 11th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.
- [26] Baker J. Power Losses in the Lubricating Gap between Cylinder Block and ValvePlate of Swash Plate Type Axial Piston Machines. MS thesis. 2008. Purdue University.

- [27] Fonselius, J. Comparing Different Control Strategies of Hydrostatic Transmission System. Dissertation. Tampere 2001. Tampere University of Technology. Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. Me 151, Espoo. 83 p.
- [28] ISO 8426:2008(E). Hydraulic fluid power – Positive displacement pumps and motors – Determination of derived capacity. Geneva 2008, the International Organization of Standardization. 16 p.
- [29] Toet, G. Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrängerpumpen und Motoren aus volumetrischen Messugen. *Ölhydraulik und Pneumatik* (1970)5, s. 185 – 190.
- [30] Ivantysynova, M., 1999. Ways for Efficiency Improvements of Modern Displacement Machines. Proceedings of The 6th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'99, Tampere, Finland, May 26–28, 1999. pp 77 – 92.
- [31] Karen, J. Hydrostaattisen tehonsiirron häviömallit. Diplomityö. Tampereen teknillinen korkeakoulu. Tampere 1994. Konetekniikan osasto. 104 s. ja 8 liitesivua.
- [32] Herzog, S., Neveu, C., Placek, D. The Benefits of Maximum Efficiency Hydraulic Fluids [WWW]. [viitattu 20.10.2009]. Saatavissa: http://www.machinerylubrication.com/article_detail.asp?articleid=776
- [33] Kivioja, S., Kivivuori, S., Salonen, P. Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu. 4. korjattu painos. Helsinki 2004, Hakapaino. s. 351.
- [34] Michael, P., Herzog, S., Marougy, T. Fluid Viscosity Selection Criteria for Hydraulic Pumps and Motors. Proceedings of the 48th National Conference on Fluid Power. USA, April 4 – 6, 2000.
- [35] Henriksson, L., Neveu, C., Herzog, S., Placek, D. Improving Pump Efficiency and System Performance by Selecting the Optimum Fluid Viscosity Grade. Proceedings of The 8th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland, May 7 – 9, 2003.
- [36] Nikkilä, P., Huhtala, K., Vilenius, M. Comparison of Hydrostatic Drives. Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control, PTMC'98, Bath, UK, 1998. pp.177 – 189.
- [37] Wilson, W. 1950. Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors. New York, Pitman Publishing Co. 250 p.
- [38] Rydberg, K. 1983. On Performance optimization and digital control of hydrostatic drives for vehicle applications. Dissertation. Vimmerby, VTT_Grafiska. 198 p.
- [39] Thoma, J. 1970. Mathematische Modelle und die effektive Leistung hydrostatischer Maschinen und Getriebe. *Ölhydraulik und Pneumatik* 14, 6, pp. 233 – 237.
- [40] Ivantysynova, M., 2001. Energy Losses of Modern Displacement Machines – a New Approach of Modelling. Proceedings of The 7th

- Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'01, Linköping, Sweden, May 30 – June 1, 2001. pp 377 – 395.
- [41] Hagan, M., Demuth, H., Beale, M. Neural Network Design. Boulder, Colorado 2002, Campus Publishing Service. 1060 p.
- [42] Karray, F., De Silva, C. Soft Computing and Intelligent Systems Design – Theory, Tools and Applications. Essex, Pearson Education Limited 2004. 560 p.
- [43] Minsky, M., Papert, S. Perceptrons. Cambridge, MA, MIT Press 1969.
- [44] Weisstein, Eric W. Method of Steepest Descent. [WWW]. [Viitattu 16.12.2009]. Saatavissa: <http://mathworld.wolfram.com/MethodofSteepestDescent.html>
- [45] Koivisto, H. Practical approach to model based neural network control. Dissertation. Tampere 1995. Tampere University of Technology. Tampere. 162 p.
- [46] Lee, K., Lam, H. 1995. Optimal sizing of feedforward neural networks: Case studies. Proceedings of Second New Zealand International Conference on Artificial Neural Networks and Expert Systems, Dunedin. November 20–23, 1995. pp 79 – 82.
- [47] Setiono, R., Gaweda, A. 2000. Neural network pruning for function approximation. Proceedings of the IEEE-INNS-ENNS International Joint Conference on Neural Networks, Como, July 24 – 27, 2000. pp 443 – 448.
- [48] Huynh, T., Setiono, R. 2005. Effective neural network pruning using cross-validation. Proceedings of 2005 IEEE International Joint Conference on Neural Networks, IJCNN '05, July 31 – August 4, 2005. pp 972 – 977.
- [49] Nareid, H. 2006. Improvements to Function Approximation Using a Hardware-Accelerated Artificial Neural Network. SAE technical paper series 2006-01-1350. 2006 SAE World Congress, Detroit, Michigan, April 3 – 6, 2006.
- [50] dSPACE. 2002. DS1103 PPC Controller Board Hardware Reference Release 3.4.
- [51] Bosch Rexroth Group. 2009. Axial Piston Variable Pump A4VG. Datalehti. [WWW]. [Viitattu 29.5.2009]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=92003. s.1.
- [52] Trafag. Pressure transmitters. [WWW]. [Viitattu 25.5.2009]. Saatavissa: http://www.trafag.com/content_75.html?ql=139.
- [53] Ellman, A. Hydraulikan ja koneautomaation mittaukset. Luentomoniste. 2002. s. 134.

- [54] Kracht GmbH. Gear Type Flow Meter VC. [WWW]. [Viitattu 26.5.2009]. Saatavissa: http://kracht.eu/uploads/tx_ttproducts/datasheet/VC_GB_11-08.pdf
- [55] Milocraft Oy. Kracht AS8 Näyttölaite Käyttö- ja Ohjelmointiohjeet. [WWW]. [Viitattu 26.5.2009]. Saatavissa: <http://www.milocraft.fi/data/attachments/AS%208%20FIN.pdf>
- [56] HBM. T10F Torque Flange. [WWW]. [Viitattu 26.5.2009]. Saatavissa: <http://www.hbm.com/en/menu/products/transducers-sensors/torque-transducers/documentation/categorie/torque/product/t10f/?cHash=1fb0a99fc3&parent=&pg=3&>
- [57] HBM. PME industrial electronics with fieldbus link MP60/MP07. [WWW]. [Viitattu 26.5.2009]. Saatavissa: <http://www.hbm.com/en/menu/products/measurement-electronics-software/industrial-amplifiers/documentation/categorie/industrial-amplifiers/product/pme/?cHash=3ee44702ca&parent=&pg=3>
- [58] Nokeval. Vastusanturiluettelo. [WWW]. [Viitattu 26.5.2009]. Saatavissa: <http://www.nokeval.com/pdf/catalog/fi/Vastusanturiluettelo.pdf>